

Thermodynamische Analyse eines thermoelektrischen Wäschetrockners

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines
Doktor - Ingenieurs (Dr. - Ing.)

genehmigte
DISSERTATION

von: Ragnar Somdalen
aus: Asunción, Paraguay

eingereicht am: 05.10.2017
mündliche Prüfung am: 07.02.2018

Gutachter: Prof. Dr. - Ing. Jürgen Köhler
Prof. Dr. - Ing. Georg Frey

2018

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand in den Jahren 2014 bis 2017 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig. Teile der Arbeit basieren auf den Ergebnissen eines durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt (DBU) geförderten Projekts.

Ich danke meinem wissenschaftlichen Betreuer und Doktorvater an der TU Braunschweig, Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler, für die inhaltliche Betreuung meiner Arbeit und Herrn Prof. Dr.-Ing. Georg Frey für die Übernahme des Zweitgutachtens über meine Dissertation. Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Scholl für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Ohne die Mitarbeiter des Instituts für Thermodynamik wäre ein Gelingen dieser Arbeit undenkbar gewesen. Durch die fachlich und menschlich sehr gute Zusammenarbeit mit allen Kollegen des Instituts und der TLK-Thermo GmbH habe ich diese Zeit sehr genossen und viel gelernt. Für die vielen sowohl fachlichen als persönlichen Diskussionen möchte ich mich bei Dr.-Ing. Sven Försterling, Thomas Alpögger, Fabian Ahrendts und Oliver Flieger bedanken. Für das Korrekturlesen meiner Arbeit danke ich Willi, Fabian und Nicolas. Und ohne die tatkräftige Hilfe von Sven Packheiser und Sergej Uhrich beim Aufbau des Wäschetrocknerprüfstands hätte sich meine Zeit am Prüfstand um ein Vielfaches verlängert. Dr.-Ing. Manuel Gräber möchte ich für die Unterstützung bei der mathematischen Optimierung und der Bereitstellung des Softwarepakets MUSCOD-II danken.

Herr Adam Godula hat mich nicht nur im Rahmen seiner Diplomarbeit und seiner Tätigkeit als studentische Hilfskraft am Prüfstand stark unterstützt. Sogar nach dieser Zeit hat er mir in seiner Freizeit am Prüfstand weiter geholfen. Dafür möchte ich mich herzlich bedanken.

Mein besonderer Dank gilt Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff und Dr.-Ing. Nicholas Lemke für die stets freundliche und fachliche Unterstützung. Die zahlreichen fachlichen Diskussionen und Anregungen mit Herrn Tegethoff haben mir stets weitergeholfen und den Verlauf dieser Arbeit mitgeprägt.

Meiner Freundin Jenny danke ich für die vielen schönen Momente in den letzten Jahren. Ohne ihre Unterstützung und Geduld hätte ich diese Zeit sicherlich nicht so gut überstanden. Nicht zuletzt gilt mein Dank meiner Familie. Meine Eltern und meine Schwestern haben mich immer unterstützt und mir den Rückhalt gegeben, den Weg der Promotion zu Ende zu gehen.

Braunschweig, im Februar 2018

Ragnar Somdalen

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	III
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Hintergrund und Literaturübersicht	1
1.3 Ziele der Arbeit	5
1.4 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit	6
2 Beschreibung von Wäschetrocknerkonzepten	7
2.1 Prozessluftkreislauf	7
2.2 Kondensationstrockner	9
2.3 Wärmepumpentrockner	10
2.4 Thermoelektrisches Wäschetrocknerkonzept	11
3 Beschreibung eines thermoelektrischen Moduls	13
3.1 Schematischer Aufbau	13
3.2 Thermoelektrische Effekte	14
3.3 Vereinfachte Bilanzgleichungen für die Wärmepumpenanwendung	16
4 Eingrenzung des Betriebsbereichs der thermoelektrischen Module	19
4.1 Einordnung des Betriebsverhaltens eines thermoelektrischen Wäschetrockners	19
4.2 Methodik zur Eingrenzung des Betriebsbereichs	22
4.3 Berechnung der eingrenzenden Betriebsweisen	25
4.4 Einfluss thermischer Widerstände auf die Systemauslegung	31
5 Experimentelle Untersuchungen zum thermoelektrischen Wäschetrockner	33
5.1 Komponenten eines Kondensationstrockners	33
5.2 Komponenten eines thermoelektrischen Wäschetrockners	34
5.3 Messstellen, Sensorik und Messfehler	37
5.4 Messung des Prozessluftvolumenstroms	39
5.5 Messung thermoelektrischer Module	41
5.6 Messung des gesamten Trockengangs	46
6 Modellierung eines thermoelektrischen Wäschetrockners	47
6.1 Wäschetrommel	48
6.2 Druckverluste	50

6.3	Luftfilter	50
6.4	Gebläse	50
6.5	Elektromotor	52
6.6	Trocknergehäuse	52
6.7	Luftkühler	53
6.8	Thermoelektrischer Wärmeübertrager	56
7	Analyse und Bewertung eines thermoelektrischen Wäschetrockners	63
7.1	Analyse von Messdaten des thermoelektrischen Wäschetrockners	63
7.2	Modellvalidierung	69
7.3	Alternative Systemverschaltung	77
7.4	Bewertungskonzept	79
7.5	Untersuchung potentieller Einflussgrößen	80
7.6	Optimierung der Betriebsweise eines thermoelektrischen Wäschetrockners . . .	91
7.7	Vergleich der Wäschetrocknersysteme	94
7.8	Fazit	97
8	Zusammenfassung und Ausblick	99
8.1	Zusammenfassung und wesentliche Ergebnisse	99
8.2	Ausblick	100
A	Anhang	101
A.1	Entwicklung der allgemeinen Bilanzgleichungen	101
A.2	Eigenschaften des verwendeten thermoelektrischen Moduls	103
A.3	Halbleitereigenschaften des verwendeten thermoelektrischen Moduls	106
A.4	Vorgehen zur Berechnung des Trocknungsdreiecks für minimale Trockendauer .	108
A.5	Vorgehen zur Berechnung des Trocknungsdreiecks für minimalen Energieverbrauch	109
A.6	Vorschlag eines thermoelektrischen Wärmeübertragers mit beidseitiger Heat Pipe-Anbindung	111
B	Literaturverzeichnis	113

Nomenklatur

Lateinische Symbole

A	Fläche	$[m^2]$
c	spezifische Wärmekapazität	$[kJ/(kg \cdot K)]$
h	spezifische Enthalpie	$[kJ/kg]$
H	Schichtdicke/-höhe	$[m]$
\dot{H}	Enthalpiestrom	$[W]$
I	elektrische Stromstärke	$[A]$
L	Länge	$[m]$
m	Masse	$[kg]$
\dot{m}	Massenstrom	$[g/s]$
n	Drehzahl	$[Hz]$
p	Druck	$[Pa]$
P	Leistung	$[W]$
\dot{q}	flächenspezifischer Wärmestrom	$[W/m^2]$
\dot{Q}	Wärmestrom	$[W]$
R	Widerstand (elektrisch bzw. thermisch)	$[\Omega]$ bzw. $[K/W]$
t	Zeit	$[s]$
T	Temperatur	$[^\circ C]$
U	elektrische Spannung	$[V]$
v	spezifisches Volumen	$[m^3/kg]$
V	Volumen	$[m^3]$
\dot{V}	Volumenstrom	$[m^3/s]$
w	Geschwindigkeit	$[m/s]$
x	Wassergehalt	$[kg/kg]$
Z	Thermoelektrischer Gütefaktor	$[1/K]$
ZT	dimensionsloser thermoelektrischer Gütefaktor	$[-]$

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangskoeffizient	$[W/(m^2 \cdot K)]$
$\bar{\alpha}$	scheinbarer Wärmeübergangskoeffizient	$[W/(m^2 \cdot K)]$
β	Stoffübergangskoeffizient	$[m/s]$
Δ	Differenz	$[-]$
ζ	Seebeck-Koeffizient	$[V/K]$
λ	thermische Leitfähigkeit	$[W/(m \cdot K)]$
∇	Nabla-Operator	$[-]$
Π	Peltier-Koeffizient	$[V]$
ϱ	Dichte	$[kg/m^3]$
σ	elektrische Leitfähigkeit	$[1/(\Omega \cdot m)]$
φ	Luftfeuchtigkeit	$[\%]$
χ	Wäscherestfeuchte	$[\%]$
ψ	Befeuchtungsgrad	$[-]$

Indizes

a	Anfangswert	M	Motor
A	Außenfläche	min	minimal
aus	Austritt	max	maximal
D	Dampf	nom	nominal
e	Endwert	p	partielle Größe
ein	Eintritt	PL	Prozessluft
el	elektrisch	PLG	Prozessluftgebläse
fl	flüssig	R	Rippe
HL	Halbleiter	s	Sättigungswert
HR	Heizregister	soll	Sollwert
ist	Istwert	TE	thermoelektrisch
k	kalt	th	thermisch
kond	kondensierend	tr	trocken
konv	konvektiv	U	Umgebung
lat	latent	verd	verdampft
Leit	Leitung	w	warm
LG	Lüftergebläse	W	Wasser
LK	Luftkühler	WÜ	Wärmeübertrager
m	Mittelwert		

Abkürzungen

<i>COP</i>	Coefficient of Performance	[—]
<i>LK</i>	Luftkühler	
<i>PL</i>	Prozessluft	
<i>SMER</i>	Specific Moisture Extraction Ratio	[<i>kg/kWh</i>]
<i>TE</i>	Thermoelektrik / thermoelektrisch	
<i>TEM</i>	Thermoelektrisches Modul	
<i>TEWT</i>	Thermoelektrischer Wäschetrockner	
<i>TEWÜ</i>	Thermoelektrischer Wärmeübertrager	
<i>WPT</i>	Wärmepumpentrockner	

1 Einleitung

1.1 Motivation

Ungefähr 40 % aller Haushalte in Deutschland und sogar rund 80 % in den USA besitzen Wäschetrockner von denen etwa ein Drittel älter als zehn Jahre ist (EIA, 2017; Statista, 2017). Ein typischer Wäschetrockner verwendet eine rotierende Wäschetrommel durch die von einem Gebläse Luft geführt wird, die von der Wäsche Feuchtigkeit aufnehmen soll. Im Haushaltsbereich werden hauptsächlich Wäschetrockner mit geschlossenem Prozessluftkreislauf eingesetzt und verwenden entweder einen Widerstandsheizer oder eine Wärmepumpe. Nach Klöcker (2001) kann der Energieverbrauch pro Trockengang eines Wärmepumpentrockners unter der Hälfte des Verbrauchs eines Kondensationstrockners mit elektrischem Heizer liegen. Obwohl Wärmepumpentrockner eine ausgereifte Technologie darstellen und in weiten Teilen Europas und Australiens Einsatz finden, hat sich diese Technologie in anderen Teilen der Welt, wie bspw. den USA, noch nicht am Markt durchgesetzt (Denkenberger u. a., 2013). Als Gründe werden zum einen höhere Kosten und zum anderen längere Trocknungszeiten im Vergleich zu einem klassischen Kondensationstrockner genannt. Folglich besteht weiterhin ein Potential in der Entwicklung fortgeschrittener Wäschetrocknersysteme, welche Energieeinsparungen gegenüber dem konventionellen Kondensationstrockner bei vergleichbarer Trocknungszeit liefern (York u. a., 2015).

1.2 Hintergrund und Literaturübersicht

1.2.1 Thermoelektrik und thermoelektrische Kühlanwendungen

Thermoelektrische Konverter, im Weiteren thermoelektrische Module genannt, können Wärme mithilfe von elektrischer Energie transportieren oder Wärme in elektrische Energie wandeln. Bei Anlegen einer Temperaturdifferenz zwischen den beiden Enden eines Materials entsteht eine Spannung. Diese wird nach ihrem Entdecker Seebeck-Spannung genannt und ist direkt proportional zur vorliegenden Temperaturdifferenz. Die Proportionalitätskonstante ist eine temperaturabhängige Materialeigenschaft und wird als Seebeck-Koeffizient bezeichnet.

Das Auftreten einer Temperaturdifferenz an den Kontaktstellen zweier Materialien bei Anlegen einer elektrischen Leistung wurde 1834 von Peltier entdeckt und wird seither als Peltier-Effekt beschrieben. Eine nennenswerte praktische Ausnutzung für Kühl- und Heizanwendungen blieb jedoch bis zur Mitte der 1950er Jahre aus. Goldsmid u. Douglas (1954) wiesen nach, dass sich Halbleiter mit bestimmten Eigenschaften besonders gut für thermoelektrische Anwendungen

eignen. Mit der Erforschung dieser Materialien eröffnete sich die Möglichkeit der Nutzung für eine Vielzahl an Kühlanwendungen.

Das in Kühlanwendungen aktuell häufig verwendete Halbleitermaterial Bismuttellurid Bi_2Te_3 , welches bei Temperaturen bis 227°C eingesetzt werden kann, wurde erstmalig von Goldsmid u. Douglas (1954) vorgestellt. Der Materialkennwert, der die thermoelektrischen Eigenschaften zusammenfasst, wird als ZT -Wert bezeichnet. Eine Definition des thermoelektrischen Gütefaktors Z wird in Gleichung 3.15 gegeben. Für Legierungen von Bismuttellurid können üblicherweise ZT -Wert zwischen 0,8 und 1,1 erzielt werden (Snyder u. Toberer, 2008). Um mit konventionellen Kompressionskälteanlagen konkurrenzfähig zu sein, muss der ZT -Wert auf mindestens 2 erhöht werden (Bell, 2008). Mehrere Arbeiten der letzten Jahre weisen ZT -Werte von bis zu 1,5 aus (Tang u. a., 2007; Xie u. a., 2010). In der Studie von Kim u. a. (2015) wird ein ZT -Wert von 1,86 angegeben. Für nanostrukturierte Bismuttelluride werden sogar vereinzelt Werte über 2 angegeben (Venkatasubramanian u. a., 2001; Harman u. a., 2002). Die für thermodynamisch konkurrenzfähige Systeme benötigten Materialwerte werden demnach vereinzelt erreicht. Snyder u. Toberer (2008) weisen jedoch darauf hin, dass wenige dieser Angaben von anderen Forschern bestätigt werden konnten und bisher keine Module mit solchen Eigenschaften gefertigt wurden.

Trotz dieser Einschränkungen sind in der Entwicklung thermoelektrischer Anwendungen in den letzten 15 Jahren Fortschritte erzielt worden. Hierdurch vergrößert sich das Anwendungsfeld für die Thermoelektrik, was an der Zunahme der Patentveröffentlichungen in Abbildung 1.1 erkennbar ist. Die zu Grunde liegenden Daten sind der Datenbank des Deutschen Patent- und Markenamts entnommen. Hierbei wurden alle Patente des Veröffentlichungsjahrs gezählt, die in der Kurzfassung das Wort „Thermoelektrik“ oder „Thermoelectric“ enthalten.

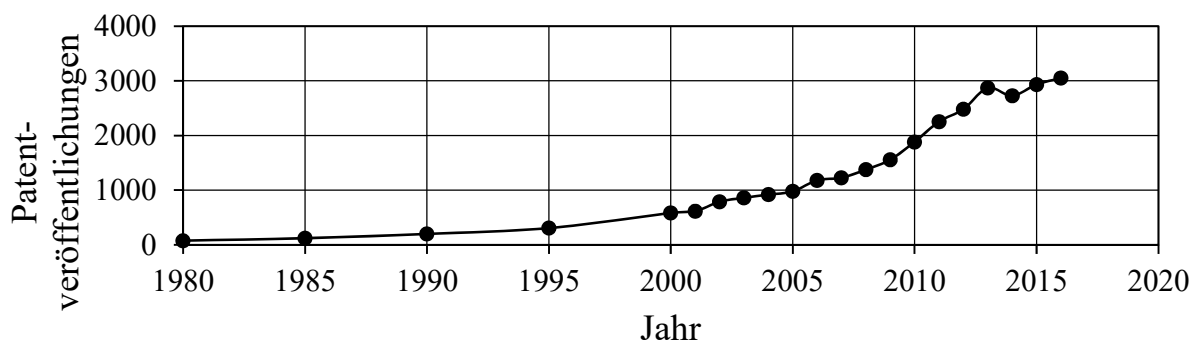


Abbildung 1.1: Entwicklung der Patentanmeldungen zum Thema Thermoelektrik.

Thermoelektrische Anwendungen können grundsätzlich in Heiz-/Kühlanwendungen und Generatoranwendungen unterschieden werden. Die erste bedeutsame Anwendung für Thermoelektrik war der Einsatz als Generatoren für Weltraumanwendungen, bei denen die Unabhängigkeit von der Strahlung der Sonne notwendig war. Dabei wird die Zerfallswärme radioaktiven Ma-

terials zur Stromerzeugung genutzt (Sommerlatte u. a., 2007). Heutzutage erstreckt sich das Anwendungsgebiet thermoelektrischer Generatoren von thermischen Sensoren über am Körper getragene Generatoren, wie beispielsweise Armbanduhren, bis hin zu Wärmerückgewinnungsanlagen in Photovoltaikanlagen, automobilen Abgassträngen oder Flugzeugtriebwerken. (Snyder, 2008; Hamid Elsheikh u. a., 2014; He u. a., 2015)

Thermoelektrische Kühler sind seit den 50er-Jahren in Nischenprodukten zu finden, konnten sich bisher jedoch nur in wenigen Bereichen durchsetzen. Dies liegt vor allem daran, dass die Materialqualität zu gering war, um Wirkungsgrade vergleichbarer Kühlanwendungen zu erreichen. Bisher finden thermoelektrische Kühler weite Verbreitung in Campingkühlern und mobilen Kühlboxen (Sommerlatte u. a., 2007). Die automobile Sitzkühlung ist Stand der Technik und ist seit dem Jahre 2000 in über 10 Million Sitzen verbaut (Ranalli u. a., 2012).

Auch im Bereich der Luftkonditionierung wurden thermoelektrische Anwendungen untersucht. Riffat u. Qiu (2004) verglichen in ihrer Studie konventionelle Klimaanlage mit einer thermoelektrischen Klimaanlage. Trotz eines deutlich geringeren COPs (Eine Definition des thermoelektrischen COPs ist in Gleichung 3.12 gegeben.) gegenüber den Referenzsystemen konnte ein hohes Zukunftspotential des thermoelektrischen Systems für kleine Räume, wie bspw. der Fahrzeuginnenraum eines PKWs oder die Kabinen eines U-Boots, aufgezeigt werden. In solchen Systemen ist entweder die Sicherheit und Verlässlichkeit von besonderer Bedeutung oder der Energieverbrauch gering, sodass ein Effizienzunterschied nicht ins Gewicht fällt. Milani u. a. (2011) führten eine Machbarkeitsstudie zu thermoelektrischen Entfeuchtungssystemen zur Frischwassergewinnung durch. Sie identifizierten den Stromverbrauch als Ursache für mehr als 95 % der anfallenden Kosten. Die Machbarkeit eines Luftentfeuchtungssystems zur Wassergewinnung wird durch die Produktentwicklung von Retezár (2017) verdeutlicht. Er entwickelte ein System zur Wassergewinnung, welches als Flaschenhalter eines Fahrrads vom Fahrtwind mit dem nötigen Luftstrom versorgt wird.

1.2.2 Konvektive Wäschetrocknung - konventionell und thermoelektrisch

In den 1940er Jahren konstruierte der Industriedesigner Brooks Stevens den ersten automatischen Wäschetrockner. Im Jahre 1958 brachte die Firma Miele den ersten europäischen Wäschetrockner auf den Markt. Erste Untersuchungen von Wäschetrocknern sind in der Literatur beispielweise von Hekmat u. Fisk (1984) zu finden. In ihrer Arbeit werden Maßnahmen zur Erhöhung der Effizienz von elektrisch geheizten Haushaltswäschetrocknern untersucht. In den Arbeiten von Bansal u. a. (2001) und Deans (2001) wird aufgezeigt, dass ein Kondensationsrockner mit geschlossenem Luftkreislauf weniger Energie verbraucht als ein Abluftrockner. Wenige Jahre zuvor schlugen Gopalnarayanan u. Radermacher (1997) die Nutzung einer

Wärmepumpe bei der Wäschetrocknung zur weiteren Effizienzsteigerung vor. Seitdem konzentriert sich die Weiterentwicklung von Wäschetrocknersystemen auf Wärmepumpentrockner (Klöcker, 2001; Honma u. a., 2006; Mancini u. a., 2011).

Liu u. a. (2008) präsentierten erstmalig ein Konzept eines thermoelektrischen Wäschetrockners mit geschlossenem Luftkreislauf und stellten davon ein eindimensionales mathematisches Systemmodell auf. Sie untersuchten in einem System mit unbeweglicher Kabine generelle Tendenzen auf den Verlauf des Trocknungsprozesses. Sie stellten fest, dass das Systemverhalten stark von der Trocknungstemperatur abhängt.

Weitere experimentelle Ergebnisse eines Prototypen eines thermoelektrischen Wäschetrockners in Anlehnung an das System von Liu u. a. (2008) veröffentlichten Patel u. a. (2016) und Goodman u. a. (2017). Sie integrierten einen thermoelektrischen Wärmeübertrager in einen konventionellen Ablufttrockner mit rotierender Trommel und schlossen den Luftkreislauf. Der elektrische Widerstandsheizkörper wurde entfernt und durch thermoelektrische Module ersetzt. Weiterhin stellten sie ein stationäres Simulationsmodell auf und erhielten gute Übereinstimmung zwischen Simulations- und Messdaten.

Junior u. a. (2011) stellten eine Modifikation des von Liu u. a. (2008) präsentierten thermoelektrischen Wäschetrockners vor. Sie integrierten in Simulationsmodellen einen internen Wärmeübertrager in das System und gaben eine deutliche Verbesserung der Systemeffizienz an. Gleichwohl ist an dieser Stelle darauf hinzuweisen, dass diese Verbesserung nur erzielt werden kann, wenn die relative Luftfeuchtigkeit am Austritt der Wäschetrommel gering ist. Durch die Abfuhr sensibler Wärme tritt dann ein deutlicher Temperaturabfall vor der Kondensation auf. In diesem Fall kann ein Großteil der sensiblen Wärme durch einen inneren Wärmeübertrager rekuperiert werden. In am Markt verfügbaren Geräten liegt die relative Luftfeuchtigkeit am Trommelaustritt jedoch nur in kurzen Abschnitten unter 80 %, was die Effizienzsteigerung durch Einsatz eines internen Wärmeübertragers eingrenzt.

In mehreren Patentschriften werden Wäschetrockner unter Verwendung thermoelektrischer Module beschrieben (Bae u. a., 2006; Albayrak u. a., 2007a,b; Moschütz u. a., 2010). Hiervon nennt lediglich Albayrak u. a. (2007b) die Möglichkeit einer Wärmeabgabe an die Umgebung über einen zusätzlich Wärmeübertrager.

Die in der Literatur vorgestellten thermoelektrischen Wäschetrocknersysteme haben im Unterschied zu den konventionellen Wäschetrocknersystemen keine Wärmeabgabe an die Umgebung vorgesehen. Somit besteht die Gefahr, dass die Temperatur im Prozessluftkreislauf zu warm wird und die Wäsche beschädigt wird. Liu u. a. (2008) untersuchten generelle Einflüsse der thermoelektrischen Trocknung. Die Randbedingungen eines Systems mit unbeweglicher Kabine unterscheiden sich jedoch zu konventionellen Haushaltswäschetrocknern mit rotierender Trommel. Ein erster ganzheitlicher Vergleich der Trocknungssysteme ist in Goodman u. a. (2017) erfolgt. Inwiefern dabei das dynamische Trocknungsverhalten berücksichtigt wird, ist

jedoch nicht näher beschrieben. Es bestehen außerdem keine detaillierten Untersuchungen dazu, welche Betriebsbedingungen in einem thermoelektrischen Wärmeübertrager zur Wäschetrocknung eingestellt werden können und wie diese das Betriebsverhalten verändern.

1.3 Ziele der Arbeit

Wie im Stand der Wissenschaft gezeigt wurde, gibt es bisher nur sehr wenige Publikationen auf dem Gebiet der thermoelektrischen Wäschetrocknung. Es existieren weder detaillierte Untersuchungen des Betriebsverhaltens noch ein umfassender ganzheitlicher Vergleich mit den konventionellen Wäschetrocknungssystemen. Weiterhin wurden bisher in der Literatur thermoelektrische Wäschetrockner ohne die Möglichkeit einer Wärmeabgabe an die Umgebung vorgestellt. Hier setzt diese Arbeit an und beschäftigt sich mit der theoretischen und experimentellen Untersuchung eines neuartigen thermoelektrischen Wäschetrocknersystems, das über einen zusätzlichen Wärmeübertrager eine Wärmeabgabe an die Umgebung ermöglicht. In dieser Arbeit soll ein alternatives, mit Kondensations- und Wärmepumpentrockner technisch konkurrenzfähiges Wäschetrocknungsverfahren vorgestellt und technologisch eingeordnet werden. Eine Auslegungsmethodik soll bei der Dimensionierung des einzusetzenden thermoelektrischen Wärmeübertragers für die Wäschetrocknung helfen. Außerdem sollen die Potentiale des Systems aufgezeigt werden, durch welche es weiter verbessert werden könnte. Hieraus lassen sich folgende Ziele ableiten:

- Vorstellung einer Methodik zur Eingrenzung des Betriebsbereichs der Module eines thermoelektrischen Wärmeübertragers zur Wäschetrocknung.
- Theoretische und experimentelle Untersuchung des vorgestellten neuartigen Wäschetrocknungssystems für die Haushaltsanwendung.
- Untersuchung des Einflusses der Anzahl und Ansteuerung der thermoelektrischen Module auf Energieverbrauch und Trockendauer.
- Untersuchung des Einflusses der Wärmeübergangsphänomene im thermoelektrischen Wärmeübertrager auf Energieverbrauch und Trockendauer.
- Vorschlag von optimalen Betriebsstrategien hinsichtlich geringerem Energieverbrauch oder geringer Trockendauer.
- Vergleich mit den bestehenden Systemen Kondensations- und Wärmepumpentrockner.

1.4 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit

In *Kapitel 2* wird die Funktionsweise des vorgeschlagenen thermoelektrischen Wäschetrocknersystems beschrieben und mit bestehenden Wäschetrocknungssystemen verglichen. Neben der allgemeinen Funktionsweise von Wäschetrocknern wird auf den zeitlichen Verlauf der Lufteigenschaften der Prozessluft eingegangen. Die Kernkomponente des vorgestellten Systems ist der thermoelektrische Wärmeübertrager. Im folgenden *Kapitel 3* wird die Funktionsweise eines thermoelektrischen Moduls beschrieben, durch welches das Betriebsverhalten des thermoelektrischen Wärmeübertragers bestimmt wird.

In *Kapitel 4* wird eine Methodik zur Eingrenzung des Betriebsbereichs der Module für einen thermoelektrischen Wärmeübertrager zur Wäschetrocknung aufgestellt. Mit dieser Methodik kann ein Bereich der Modulstromstärke und der Kühlleistung, die insgesamt von den thermoelektrischen Modulen aufgenommen werden kann, festgelegt werden. Ferner kann mit dieser Methodik die Anzahl an thermoelektrischen Modulen eines im Vorhinein ausgewählten Typs abgeschätzt werden.

Der Aufbau eines prototypischen thermoelektrischen Wäschetrocknerprüfstands wird in *Kapitel 5* beschrieben. Weitere Hilfsprüfstände werden vorgestellt, die für eine detaillierte Auswertung des Gesamtsystems notwendig sind. Die Beschreibung der Komponenten- und Systemmodelle wird im Anschluss in *Kapitel 6* ausgeführt.

Im *siebten Kapitel* erfolgt eine detaillierte Analyse und Bewertung des vorgestellten thermoelektrischen Wäschetrocknersystems. Hierzu werden in einem ersten Schritt Messdaten analysiert, die am Prüfstand des erstellten Prototyps gewonnen wurden. Durch das Aufstellen von Energiebilanzen in verschiedenen Teilen des thermoelektrischen Wärmeübertragers wird die Funktion des Wärmeübertragers im Trocknungsprozess überprüft. Anschließend werden die Simulationsmodelle eines Kondensationstrockners und des thermoelektrischen Wäschetrockners mit den Messdaten kalibriert und validiert. Bevor eine optimale Betriebsweise des thermoelektrischen Wäschetrockners bezüglich gewisser Zielgrößen gewonnen werden kann, ist es notwendig die Einflussfaktoren auf das dynamische Trocknungsverhalten zu identifizieren. Hierfür werden mittels Parameterstudien potentieller Einflussgrößen untersucht. Es wird sowohl der thermoelektrische Wärmeübertrager unter stationären Randbedingungen betrachtet als auch der gesamte thermoelektrische Trocknungsprozess. Zur Bestimmung optimaler Stellgrößenverläufe einiger Betriebsgrößen des thermoelektrischen Wäschetrockners werden Optimalsteuerungsprobleme formuliert. Abschließend wird das untersuchte thermoelektrische Wäschetrocknersystem mit einem handelsüblichen Kondensationstrockner und einem Wärmepumpentrockner verglichen.

2 Beschreibung von Wäschetrocknerkonzepten

Mit Wäschetrocknern kann feuchten Textilien Wasser entzogen werden, das z.B. nach einem Waschvorgang vorhanden ist. In einer sich kontinuierlich langsam rotierenden Trommel werden die Textilien bewegt und aufgelockert. Damit wird sichergestellt, dass ein trockener, warmer Luftstrom möglichst gleichmäßig an allen Kleidungsstücken entlang strömt um aus diesen Wasser aufzunehmen. Im folgenden Prozessschritt wird der nun feuchten Luft in einem Wärmeübertrager Wasser entzogen und auskondensiert. Abschließend wird der Luft in einem weiteren Wärmeübertrager Wärme zugeführt bevor sie wieder in die Wäschetrommel einströmt.

In diesem Kapitel wird zunächst auf den zeitlichen Verlauf der Zustandspunkte eines Wäschetrockners mit geschlossenem Luftkreislauf eingegangen. Anschließend werden die zwei konventionellen Trocknertypen mit geschlossenem Luftkreislauf kurz beschrieben und die Unterschiede zwischen ihnen herausgestellt. Der Prozessverlauf wird zusätzlich in einem Mollier-h,x-Diagramm dargestellt. Im letzten Abschnitt wird das neuartige Wäschetrocknerkonzept unter Verwendung thermoelektrischer Module vorgestellt und zu den anderen Trocknersystemen eingeordnet.

2.1 Prozessluftkreislauf

Der Wassergehalt in der Wäsche nimmt während eines Trockengangs mit der Zeit ab. Hierdurch verändert sich das Transportverhalten des Wassers an die Luft und damit die Bedingungen im gesamten Luftkreislauf. Während des Trocknungsprozesses werden verschiedene charakteristische Abschnitte durchlaufen, welche qualitativ in Abbildung 2.1 dargestellt sind. Im ersten Abschnitt dient der Großteil der zugeführten Leistung der Erwärmung der thermischen Massen des Systems. Es verdunstet dabei wenig Wasser und folglich kondensiert auch kaum Wasser aus. Sobald die eingebrachte Wärme nur noch zum Verdunsten des Wasser genutzt wird gilt der Erwärmungsvorgang als beendet. Im zweiten Abschnitt ist das System aufgewärmt und besitzt eine annähernd konstante Trocknungsgeschwindigkeit. Über Kapillarkräfte wird das Wasser kontinuierlich aus dem Inneren der Wäsche an die Oberfläche befördert um dort zu verdunsten. Ab einer gewissen Wäscheefeuchte reichen die Kapillarkräfte nicht mehr aus, um diesen kontinuierlichen Wassertransport zu gewährleisten. In diesem letzten Abschnitt weicht die Wäscheefeuchte ins Innere der Wäsche zurück. Der sich dort bildende Wasserdampf muss durch eine dicker werdende Schicht an trockener Wäsche diffundieren. Die dafür benötigte

Wärme muss über immer weitere Strecken geleitet werden, was die Trocknungsgeschwindigkeit nach und nach verringert. Wenn die Wäscheuchte im Bereich der Gleichgewichtsfeuchte bei Umgebungsbedingungen liegt, gilt der Trocknungsprozess als beendet (Ip u. Wan, 2012).

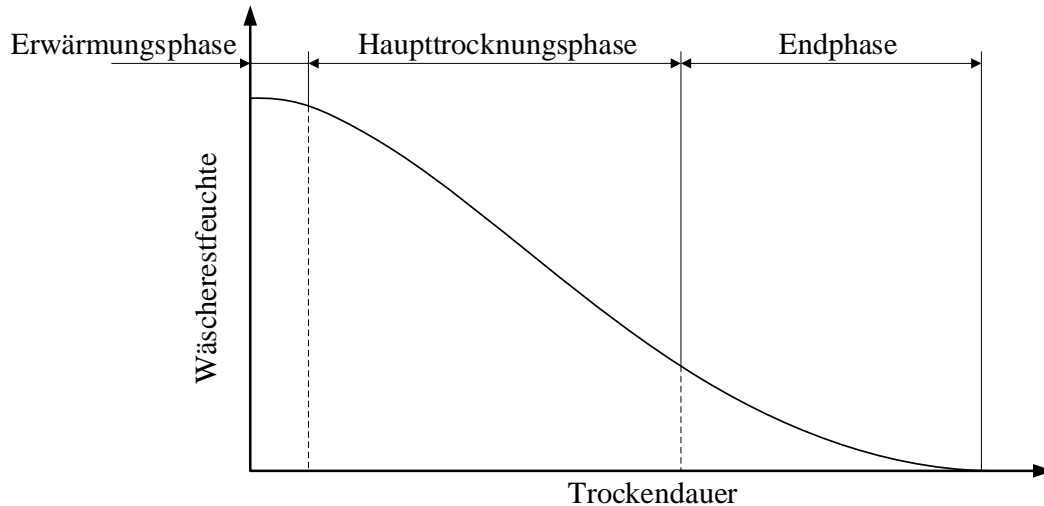


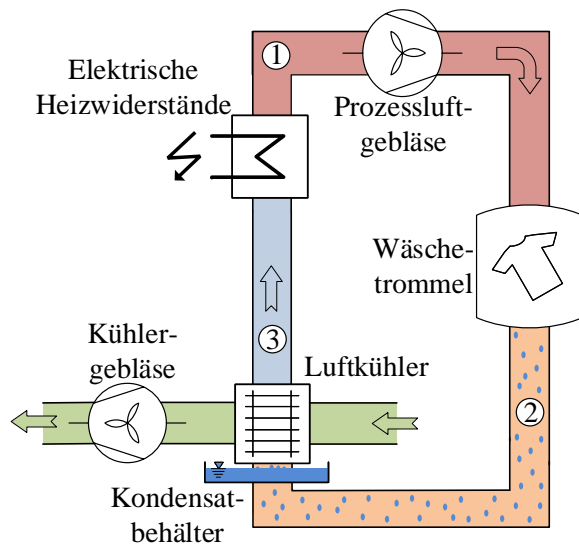
Abbildung 2.1: Typische Trocknungskurve für Textilien eines Wäschetrockners über der Trockendauer (Ip u. Wan, 2012).

Solange sich die Bedingungen im Trocknungsprozess nur geringfügig ändern, bleibt die Trocknungsgeschwindigkeit während der Trocknung nahezu konstant. Die in dieser Arbeit geführte Argumentation bezieht sich deshalb - wenn nicht explizit erwähnt - auf einen Zustand, der in diesem quasi-stationären Abschnitt liegt. Dieser Abschnitt wird im Folgenden als Haupttrocknungsphase bezeichnet.

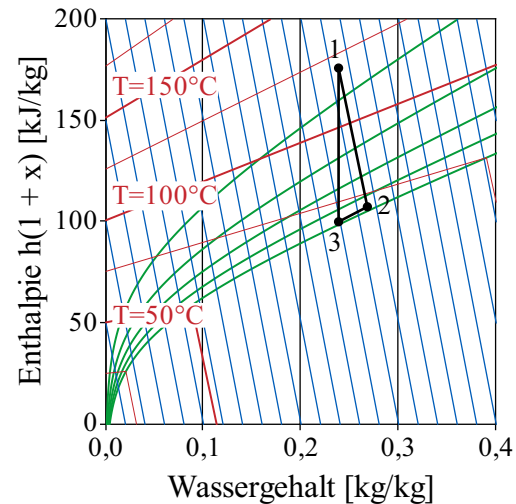
In den folgenden Abschnitten werden für einen Zeitpunkt der Haupttrocknungsphase die charakteristischen Zustandspunkte des jeweiligen Trocknungsprozesses zur Verdeutlichung in einem Mollier-h,x-Diagramm dargestellt. Unter der Annahme, dass das Verhältnis zwischen sensibler und latenter Wärme konstant ist, können für die Zustandsänderungen Geraden gezeichnet werden (Klöcker, 2001). Zwar wird durch diese Vereinfachung das reale Verhalten der Prozessluft nicht abgebildet. Da jedoch nur die Änderungen von Wassergehalt und spezifischer Enthalpie der Zustandspunkte von Interesse sind, wird diese Vereinfachung in der vorliegenden Arbeit für die Darstellung des Trocknungsprozesses getroffen.

2.2 Kondensationstrockner

Das Fließschema und ein typisches Trocknungsdreieck eines Kondensationstrockners sind in Abbildung 2.2a und 2.2b dargestellt. Die verwendeten Daten basieren auf Messungen, die im Rahmen dieser Arbeit aufgenommen wurden.



(a) Fließschema eines Kondensationstrockners.



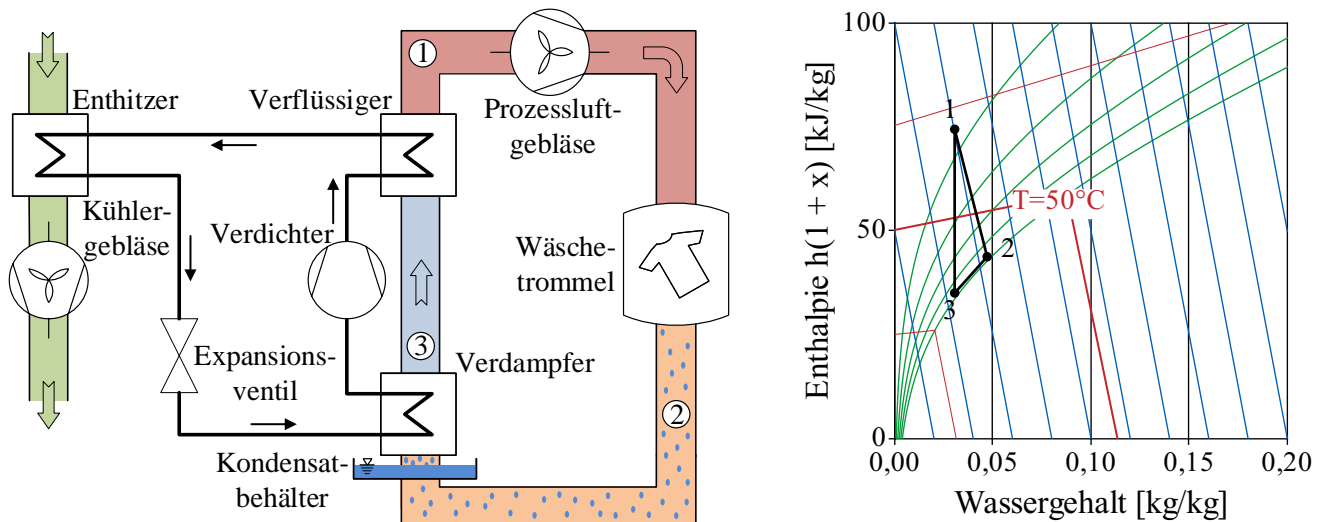
(b) Typisches Trocknungsdreieck eines gemessenen Kondensationstrockners.

Abbildung 2.2: Aufbau eines Kondensationstrockners und wichtige Zustandspunkte des Kreislaufs.

Im Kondensationstrockner wird die in einem geschlossenen Kreislauf zirkulierende Luft durch einen elektrischen Heizer erwärmt und daraufhin zur Wäschetrommel geleitet (siehe bspw. Bansal u. a. (2001)). Von diesem Zustand (1) ausgehend wird in der Trommel Feuchtigkeit von den Textilien an die zirkulierende Luft in Form von Dampf abgegeben (2). Im folgenden Prozessschritt wird die nun feuchte Luft in einen Wärmeübertrager geführt, durch den quer zur Prozessluft ein Luftstrom mit Umgebungsluft strömt. Aufgrund der Wärmeübertragung an den Umgebungsluftstrom kühlt die Prozessluft ab und Wasser kondensiert aus und wird abgeführt (3). Nachfolgend strömt die entfeuchtete Luft wieder am elektrischen Heizer vorbei und wird der Trommel zugeführt. Die im Wärmeübertrager (Luftkühler) erwärmte Umgebungsluft wird wieder der Umgebung zugeführt, ohne dass diese Feuchtigkeit aufgenommen hat.

2.3 Wärmepumpentrockner

Ein Wärmepumpentrockner ist eine Art des Kondensationstrockners, bei dem anstatt mit Umgebungsluft zu kühlen und elektrisch zu heizen ein Wärmepumpenkreislauf verwendet wird (siehe bspw. Alpögger u. a. (2016)). Das Fließschema in Abbildung 2.3a zeigt die Prozessschritte von Prozessluftkreislauf und Kältemittelkreislauf. Ein typisches Trocknungsdreieck eines Wärmepumpentrockners ist in Abbildung 2.3b dargestellt. Die verwendeten Daten basieren auf Messungen, die im Rahmen dieser Arbeit aufgenommen wurden.



(a) Fließschema eines Wärmepumpentrockners (In Anlehnung an Alpögger u. Tegethoff (2016)).

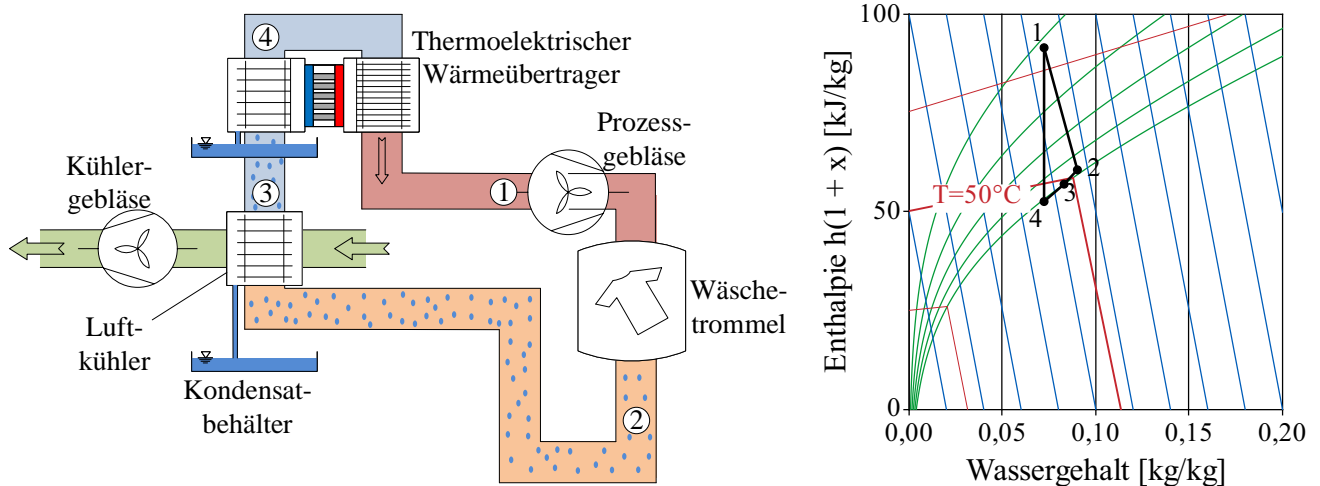
(b) Typisches Trocknungsdreieck eines gemessenen Wärmepumpentrockners.

Abbildung 2.3: Aufbau eines Wärmepumpentrockners und wichtige Zustandspunkte des Kreislaufs.

Der Wärmepumpenkreislauf besteht aus einem Verdichter, einem Verflüssiger, einem Expansionsorgan und einem Verdampfer. In diesem Kreislauf wird ein Kältemittel verwendet (üblicherweise R-134a), welches im Verdampfer Wärme aufnimmt um die Prozessluft zu entfeuchten (2→3) und im Verflüssiger Wärme abgibt um die Luft zu erwärmen (3→1). Wie beim Kondensationstrockner befindet sich die Prozessluft folglich in einem geschlossenen Kreislauf und die Wärme, die der Prozessluft im Kondensator entzogen wird, bleibt größtenteils im Prozess erhalten. Die trockene und wieder erwärmte Luft wird danach zurück in die Trommel geführt. Die über den Verdichter eingebrachte Energie führt zu einer Erwärmung des Kältemittels. Um eine Überhitzung des Kältemittelkreislaufs zu vermeiden, ist häufig ein Enthitzer vorhanden, der Wärme an die Umgebung abführen kann.

2.4 Thermoelektrisches Wäschetrocknerkonzept

Ein thermoelektrischer Wäschetrockner ist wie auch der Wärmepumpentrockner eine Art des Kondensationstrockners. Das Fließschema und ein typisches Trocknungsdreieck des Vorschlags eines thermoelektrischen Wäschetrockners sind in Abbildung 2.4a und 2.4b dargestellt. Die verwendeten Daten basieren auf Messungen, die im Rahmen dieser Arbeit aufgenommen wurden.



(a) Fließschema des neuen Konzepts eines thermoelektrischen Wäschetrockners.

(b) Typisches Trocknungsdreieck in der Haupttrocknungsphase des vorgeschlagenen Konzepts.

Abbildung 2.4: Aufbau des neuartigen thermoelektrischen Wäschetrockners und wichtige Zustandspunkte. Ein Teil der Wärme, die der Luft entzogen wird, wird ihr nach Auskondensieren über die TE-Module wieder zugeführt.

Anstelle eines Heizregisters kann die Luft mithilfe eines thermoelektrischen Wärmeübertragers (TEWÜ) aufgeheizt werden (1). In dieser Arbeit wird vorgeschlagen, die Luft nach der Trommel (2) zunächst durch einen wie im Kondensationstrockner vorhandenen Luftkühler zu führen. Im Luftkühler wird die Luft gekühlt und Wasser auskondensiert (3). Zusätzlich wird die Prozessluft an der kalten Seite des thermoelektrischen Wärmeübertragers vorbeigeführt um dieser weitere Wärme und damit auch Wasser zu entziehen (4). Nachfolgend wird die Luft wieder an der warmen Wärmeübertragerseite des thermoelektrischen Wärmeübertragers entlanggeführt. Somit handelt es sich bei dem thermoelektrischen Wärmeübertrager um einen internen Wärmeübertrager, bei dem mittels der thermoelektrischen Module Wärme entgegen des Temperaturgefälles übertragen wird. Durch die zusätzliche Verwendung des Luftkühlers zum Kühlen der Prozessluft wird die Möglichkeit eröffnet, die Prozessführung flexibel zu gestalten. Die Nutzung von sowohl zugeführter als auch abgeführter Wärme der thermoelektrischen Module innerhalb des Prozesses erhöht die Effizienz des Gesamtsystems.

In den meisten Anwendungen thermoelektrischer Module wird nur eine Seite zum Heizen oder Kühlen verwendet und auf der anderen Seite Wärme mit der Umgebung ausgetauscht (Riffat u. Qiu, 2004; Sommerlatte u. a., 2007; Ranalli u. a., 2012).

Wird im Prozessluftkreislauf die Reihenfolge der Wärmeübertrager zum Abkühlen der Luft getauscht, durchströmt die Luft zuerst die Kaltseite des thermoelektrischen Wärmeübertragers und danach den Luftkühler. Diese Anordnung ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Für diese Komponentenverschaltung tritt ungesättigte Luft in den thermoelektrischen Wärmeübertrager ein und es wird mehr sensible Wärme übertragen als bei der eingangs beschriebenen Anordnung. Die Luft kühlt in diesem Fall im thermoelektrischen Wärmeübertrager stärker ab und es herrscht eine geringere Temperaturdifferenz zwischen Warm- und Kaltseite der Module vor.

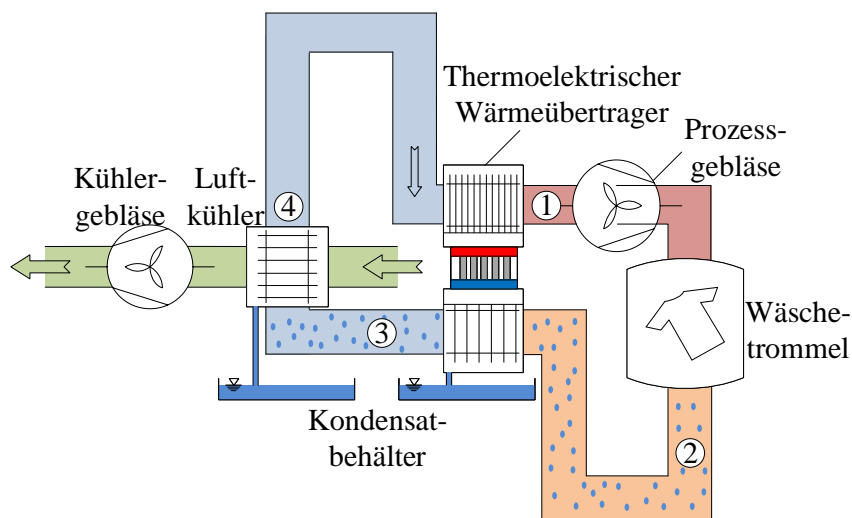


Abbildung 2.5: Fließschema der alternativen Anordnung eines thermoelektrischen Wäschetrockners. In dieser Anordnung wird mehr sensible Wärme im thermoelektrischen Wärmeübertrager übertragen.

Da im Gegensatz zur alternativen Anordnung ohne größeren konstruktiven Aufwand die Anordnung aus Abbildung 2.4a auf Basis eines Kondensationstrockners aufgebaut werden kann, steht dieses System für die weiteren Untersuchungen im Vordergrund. In Kapitel 7.3 wird die alternative Anordnung weiter untersucht und mit der Anordnung aus Abbildung 2.4a verglichen.

3 Beschreibung eines thermoelektrischen Moduls

Das thermoelektrische Modul ist der wesentliche Bestandteil eines thermoelektrischen Wäschetrockners. Durch Einstellen eines elektrischen Stroms kann solch ein Modul eine Temperaturdifferenz aufbauen und somit den Prozess maßgeblich beeinflussen. Im Folgenden wird nach der Beschreibung des Moduls in einem kurzen Abschnitt auf die zu Grunde liegenden thermoelektrischen Effekte eingegangen. Danach wird die stationäre Energiebilanz für ein thermoelektrisches Modul aufgestellt und wichtige Kenngrößen eines Moduls definiert.

3.1 Schematischer Aufbau

In Abbildung 3.1 wird der schematische Aufbau eines thermoelektrischen Moduls im Wärmepumpenmodus dargestellt.

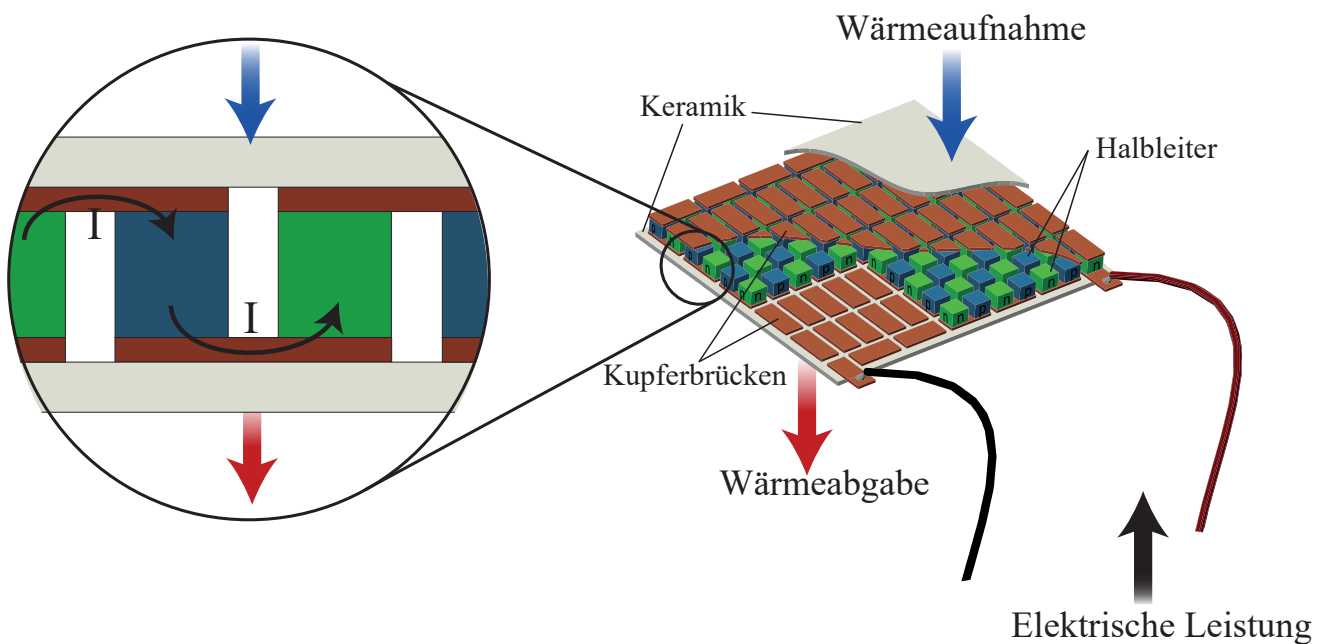


Abbildung 3.1: Schnittansicht eines thermoelektrischen Moduls im Wärmepumpenmodus. Die Halbleiterschenkel werden elektrisch in Reihe und thermisch parallel durchströmt (In Anlehnung an Snyder u. Toberer (2008)).

Ein thermoelektrisches Modul besteht aus vielen nebeneinander angeordneten Halbleiterschenkeln, die an den Enden über Kupferbrücken miteinander elektrisch in Reihe verbunden sind. Dabei folgt in der elektrischen Reihenschaltung im Wechsel jeweils auf einen positiv dotierten Halbleiter ein über eine Kupferbrücke angebundener negativ dotierter Halbleiter.

In Halbleitern wird sowohl Wärme über Elektronen als auch über Gitterschwingungen übertragen. Die thermische Leitfähigkeit über Gitterschwingungen kann im Produktionsprozess von der elektrischen Leitfähigkeit entkoppelt werden (Sommerlatte u. a., 2007). Mit Halbleitern ist somit eine hohe elektrische Leitfähigkeit bei geringer Wärmeleitfähigkeit erreichbar. Aufgrund der elektrischen Reihenschaltung werden die Halbleiter abwechselnd mit und entgegen des Temperaturgefälles von Strom durchflossen. Mit einer abwechselnd positiven und negativen Dotierung kann jeweils das Konzentrationsgefälle an Ladungsträgern und damit der Seebeck-Koeffizient gesteigert werden (Snyder u. Toberer, 2008). Für den Einsatz bei Temperaturen bis 200 °C werden die Halbleiter mit den Kupferbrücken verlötet und der zusätzliche Kontaktwiderstand hat je nach Fertigungsgüte einen Einfluss auf die Moduleigenschaften (Junior, 2010). Durch die Aneinanderreihung von Halbleiterpaaren über Kupferbrücken kann die übertragbare Leistung erhöht werden. Die Kupferbrücken werden zur elektrischen Isolation mit keramische Platten abgedeckt, die typischerweise aus Aluminiumoxid bestehen (Ferrotec Nord, 2017b). Durch die thermische Anbindung über die Keramik sind die Halbleiterpaare thermisch parallel angeordnet.

3.2 Thermoelektrische Effekte

In elektrischen Leitern und Halbleitern treten sowohl thermische als auch elektrische Effekte auf, die sich gegenseitig beeinflussen. Hierbei können drei fundamentale Effekte unterschieden werden, welche die in den Leitern auftretenden Wärmeströme bestimmen.

Im Folgenden werden diese nach ihren Entdeckern benannten grundlegenden Effekte anhand eines einfachen schematischen Aufbaus erklärt. Dieser besteht aus zwei homogenen elektrisch leitenden Materialien A und B, die an zwei Stellen miteinander kontaktiert sind. Diese Anordnung ist in Abbildung 3.2 unter verschiedenen Randbedingungen schematisch dargestellt. Material B wird in zwei Stücke unterteilt, in dessen Lücke eine Stromquelle eingesetzt oder die Klemmspannung gemessen wird. In Bezug auf Abbildung 3.1 ist Material A ein positiv oder negativ dotierter Halbleiter und Material B eine Kupferbrücke. Mit dieser einfachen Anordnung werden die im Weiteren beschriebenen thermoelektrischen Effekte nachvollziehbar.

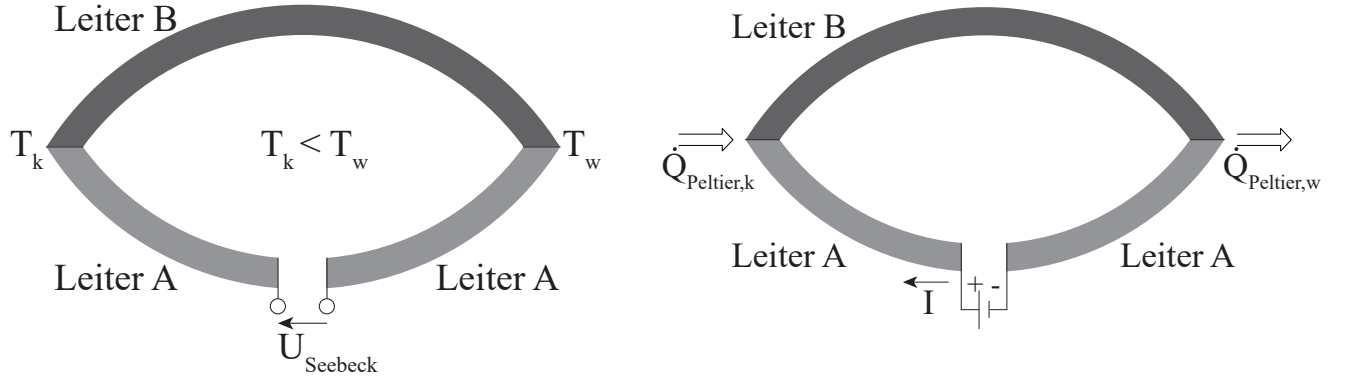
Seebeck-Effekt

Durch Aufprägen einer Temperaturdifferenz auf ein Material werden die Geschwindigkeitsvektoren der Elektronen unterschiedlich stark verändert. Die Elektronen auf der warmen Seite haben betragsmäßig höhere Geschwindigkeiten als die Elektronen auf der Kaltseite, wodurch eine Elektronendiffusion zum kalten Ende hin erfolgt. Dieser wird auch als Thermodiffusionsstrom bezeichnet. Als Folge baut sich ein elektrisches Feld auf (Sommerlatte u. a., 2007; Pelster u. a., 2005). Die Seebeck-Koeffizienten ζ der Materialien A und B sind materialabhängige Parameter und beschreiben den Zusammenhang zwischen der sich in Folge des elektrischen Feldes

einstellenden Spannung $U_{Seebeck}$ und der angelegten Temperaturdifferenz ΔT :

$$U_{Seebeck} = (\zeta_A - \zeta_B) \cdot \Delta T = \zeta_{AB} \cdot \Delta T \quad (3.1)$$

Der Seebeck-Effekt ist in Abbildung 3.2a vereinfacht dargestellt.



(a) Beim Anlegen einer Temperaturdifferenz an ein Thermoelement tritt eine Spannung über das Thermoelement auf.

(b) Bei Stromdurchfluss durch ein Thermoelement wird an einer Kontaktstelle Wärme aufgenommen und an der anderen Wärme abgegeben.

Abbildung 3.2: Vereinfachte Darstellung von Seebeck-Effekt (a) und Peltier-Effekt (b).

Peltier-Effekt

Stellt man zwischen zwei Kontaktstellen von Materialien mit unterschiedlichen Seebeck-Koeffizienten einen elektrischen Strom ein, so wird auf der einen Seite Energie in Form von Wärme aufgenommen und auf der anderen Seite Energie in Form von Wärme abgegeben (Abbildung 3.2b). Der Peltier-Effekt ist abhängig von der Stromrichtung und unabhängig von der Richtung des Temperaturgradienten über die Kontaktstelle. Der sogenannte Peltier-Wärmestrom berechnet sich aus der absoluten Temperatur T der betrachteten Materialstelle, der eingestellten Stromstärke und dem Seebeck-Koeffizienten der Kontaktstelle. Dieser ergibt sich aus der Differenz der beiden Seebeck-Koeffizienten der Materialien.

$$\dot{Q}_{Peltier} = (\zeta_A - \zeta_B) \cdot I \cdot T = \zeta_{AB} \cdot I \cdot T \quad (3.2)$$

Alternativ kann anstelle des Seebeck-Koeffizienten der sogenannte Peltier-Koeffizient Π der Materialien verwendet werden. Dieser gibt bei konstanter Temperatur das Verhältnis von zu- oder abgeführtem Wärmestrom zur eingestellten Stromstärke an. Gleichung 3.2 kann damit geschrieben werden als

$$\dot{Q}_{Peltier} = (\Pi_A - \Pi_B) \cdot I = \Pi_{AB} \cdot I \quad (3.3)$$

Thomson-Effekt

Liegt ein Temperaturgefälle in einem Material vor, so ändern sich aufgrund des Temperaturgradienten lokal die temperaturabhängigen Materialeigenschaften. Insofern liegen örtlich unterschiedliche Seebeck-Koeffizienten vor. Der Thomson-Effekt besagt, dass ähnlich wie beim Peltier-Effekt auch innerhalb eines Materials durch einen Stromfluss über einen Gradienten des Seebeck-Koeffizienten Wärme freigesetzt oder aufgenommen wird. Die folgende Gleichung beschreibt den Wärmestrom in einem elektrischen Leiter oder Halbleiter infolge des Thomson-Effekts.

$$\dot{Q} = -(\zeta(T_w) - \zeta(T_k)) \cdot I \cdot T \quad (3.4)$$

In Abhängigkeit der elektrischen Stromflussrichtung tritt also eine Erwärmung oder eine Abkühlung auf. Das Vorzeichen wird eingeführt, da bei einer Erhöhung des Seebeck-Koeffizienten Wärme abgeführt wird. Der Thomson-Effekt ist in Abbildung 3.3 skizziert.

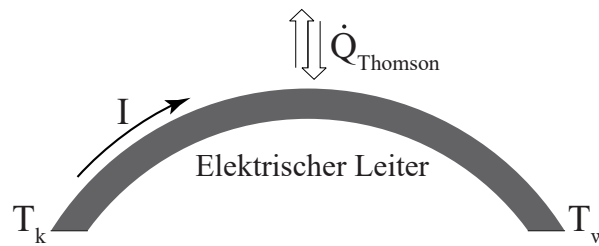


Abbildung 3.3: Vereinfachte Darstellung des Thomson-Effekts. Liegt an einem stromdurchflossenen Material eine Temperaturdifferenz an, so wird Wärme vom Material aufgenommen oder abgegeben.

3.3 Vereinfachte Bilanzgleichungen für die Wärmepumpenanwendung

Bei einer Anwendung im thermoelektrischen Wäschetrockner werden Module im Wärmepumpenmodus betrieben. Dabei wird dem Modul elektrische Energie zugeführt. Der aufgenommene Wärmestrom des Moduls ist kleiner als der abgegebene Wärmestrom. Der Wärmetransport erfolgt in Abhängigkeit der Stromrichtung mit oder entgegen des Temperaturgradienten. Im Nachfolgenden wird eine einfache Betrachtung der Arbeitsweise der thermoelektrischen Module im Wärmepumpenmodus und eine Definition entsprechender Kennzahlen vorgestellt. Das vereinfachte Modell lässt sich aus den allgemeinen Beziehungen, welche im Anhang A.1 aufgestellt sind, ableiten (Shih u. Hogan, 2005).

Bei einer anliegenden Temperaturdifferenz können spezifischer thermischer und elektrischer Widerstand in hinreichender Näherung über die örtlich gemittelte Temperatur T_m

geschrieben werden als

$$R_{th}(T_m) = \frac{L_{HL}}{\lambda(T_m) \cdot A_{HL}} \quad R_{el}(T_m) = \frac{L_{HL}}{\sigma(T_m) \cdot A_{HL}} \quad (3.5)$$

mit

$$T_m = \frac{T_{warm} + T_{kalt}}{2} \quad (3.6)$$

Die Werte R_{th} und R_{el} für den thermischen und den elektrischen Widerstand beziehen die Leitfähigkeiten der Kupfer- bzw. Keramikschichten mit ein. Der Seebeck-Koeffizient ζ wird im Folgenden als relativer Wert des jeweiligen Halbleitermaterials in Bezug auf die angrenzende Kupferschicht verwendet. Die stationäre Bilanz für eine thermoelektrische Wärmepumpe nach Abbildung 3.4 lautet

$$0 = \dot{Q}_{kalt} - \dot{Q}_{warm} + P_{el} \quad (3.7)$$

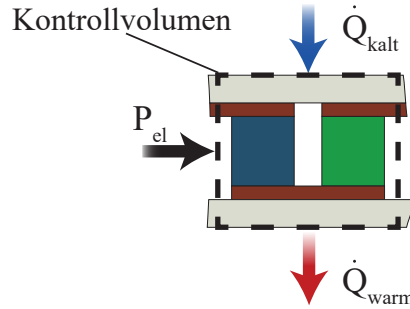


Abbildung 3.4: Skizze des Bilanzraums eines thermoelektrischen Moduls.

An den Oberflächen des Moduls ergeben sich unter der Annahme konstanter Materialparameter die nachstehenden Ausdrücke für die zu- und abgeführten Wärmeströme.

$$\dot{Q}_{warm} = \zeta_{pn}(T_k) \cdot I \cdot T_{warm} - \frac{T_{warm} - T_{kalt}}{R_{th}} + \frac{1}{2} \cdot R_{el} \cdot I^2 \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_{kalt} = \zeta_{pn}(T_w) \cdot I \cdot T_{kalt} - \frac{T_{warm} - T_{kalt}}{R_{th}} - \frac{1}{2} \cdot R_{el} \cdot I^2 \quad (3.9)$$

Der erste Term der beiden Gleichungen erfasst den *Peltier-Effekt*, also das Freisetzen oder Absorbieren von Wärme infolge einer Änderungen des Seebeck-Koeffizienten der Kontaktstellen von positiv und negativ dotierten Halbleitern und der Kupferbrücke. Hierbei wird für Kupfer ein Seebeck-Koeffizient von 0 angenommen, sodass sich ζ_{pn} berechnet zu

$$\zeta_{pn} = \zeta_p - \zeta_n \quad (3.10)$$

Der zweite Term der Gleichungen 3.8 und 3.9 entspricht der infolge von Wärmeleitung zu- oder abgeführten Wärme, auch *Fourier-Wärme* genannt. Der dritte Term erfasst die *Joulesche*

Wärme. Durch die Verwendung konstanter Materialparameter wird der Thomson-Effekt vernachlässigt und die Joulesche Wärme teilt sich hälftig der warmen und kalten Seite zu. Die Differenz der zu- und abgeführten Wärmeströme ergibt die zugeführte elektrische Leistung.

$$P_{el} = U \cdot I = \zeta_{pn}(T_m) \cdot I \cdot (T_{warm} - T_{kalt}) + R_{el} \cdot I^2 \quad (3.11)$$

Der erste Term erfasst dabei die Leistung, die auf Grund des *Seebeck-Effektes* in Wärme umgewandelt wird. Der zweite Term beschreibt die Ohmsche Verlustleistung, die in Joulesche Wärme überführt wird. Zur Ermittlung der Leistungen des gesamten Moduls werden die berechneten Leistungen mit der Anzahl an Halbleiterpaaren multipliziert.

Zur Bewertung der energetischen Effizienz wird der sogenannte Coefficient of Performance (COP) herangezogen. Dieser berechnet sich als Quotient aus erzielttem Wärmestrom und der dafür eingesetzten elektrischen Leistung. Bei thermoelektrischen Wärmepumpen ist die realisierbare Kälteleistung von Interesse. Ein thermoelektrischer COP kann definiert werden als

$$COP = \frac{\dot{Q}_{kalt}}{P_{el}} = \frac{\zeta_{pn}(T_m) \cdot I \cdot T_{kalt} - \frac{T_{warm} - T_{kalt}}{R_{th}} - \frac{1}{2} \cdot R_{el} \cdot I^2}{\zeta_{pn} \cdot I \cdot (T_{warm} - T_{kalt}) + R_{el} \cdot I^2} \quad (3.12)$$

Somit sind bei bekannter Temperaturdifferenz und konstanten Materialparametern die Heiz- und Kälteleistung und COP ausschließlich von der Stromstärke abhängig. Eine besondere Relevanz kommt den beiden Spezialfällen der maximalen Kälteleistung und des maximal erzielbaren COPs zu. Für den Fall der maximalen Kälteleistung kann die zugehörige Stromstärke $I_{\dot{Q},max}$ durch Nullsetzen der Ableitung von Gleichung 3.9 gefunden werden.

$$I_{\dot{Q},max} = \frac{\zeta_{pn} \cdot T_{kalt}}{R_{el}} \quad (3.13)$$

Bei analogem Vorgehen erhält man durch Nullsetzen der Ableitung von Gleichung 3.12 die Stromstärke bei maximal erzielbarem COP $I_{COP,max}$

$$I_{COP,max} = \frac{\zeta_{pn} \cdot (T_{warm} - T_{kalt})}{R_{el} \cdot (\sqrt{1 + Z \cdot T_m} - 1)} \quad (3.14)$$

Die Größe Z bezeichnet hierbei den thermoelektrischen Gütefaktor und ist definiert als

$$Z = \frac{\zeta^2 \cdot \sigma}{\lambda} \quad (3.15)$$

und hat die Dimension K^{-1} und wird häufig mit der gemittelten, vorliegenden Temperatur T_m multipliziert als dimensionsloser Gütefaktor ZT aufgeführt (Goldsmid, 2009). Der Gütefaktor hängt von den drei Materialparametern ζ , σ und λ ab, weil wie schon gezeigt die Gleichungen 3.8, 3.9 und 3.11 von diesen Größen abhängen.

4 Eingrenzung des Betriebsbereichs der thermoelektrischen Module

In diesem Kapitel wird eine Methodik vorgestellt, mit der unter Vorgabe von Randbedingungen alle Zustandspunkte im Luftkreislauf eines thermoelektrischen Wäschetrockners berechnet werden können. Daraus können benötigte Modulstromstärken und nachfolgend der Leistungsbereich eines thermoelektrischen Wärmeübertragers zur Wäschetrocknung eingegrenzt werden. Hierfür wird zunächst auf das Betriebsverhalten von Kondensations- und Wärmepumpentrocknern eingegangen und grundlegende Annahmen für den Betrieb thermoelektrischer Module in einem Wärmeübertrager zur Wäschetrocknung getroffen. Danach wird die Methodik zur Eingrenzung des Betriebsbereichs der Module im Detail beschrieben und im nächsten Abschnitt die Berechnung zweier eingrenzender Extrembetriebsweisen erläutert. Im letzten Abschnitt werden die vorher vernachlässigten thermischen Widerstände des Wärmeübertragers berücksichtigt und ihr Einfluss auf die Methodik ausgeführt.

4.1 Einordnung des Betriebsverhaltens eines thermoelektrischen Wäschetrockners

Zum besseren Verständnis eines Wäschetrocknersystems ist in Abbildung 4.1 der typische zeitliche Verlauf der Trommeleintritts- und -austrittstemperatur eines Kondensations- und Wärmepumpentrockners aufgetragen. Die verwendeten Daten sind im Rahmen der Arbeit aufgenommene Messdaten an handelsüblichen Geräten, die zu Anschauungszwecken geglättet dargestellt sind.

Es ist erkennbar, dass das Temperaturniveau im Kondensationstrockner deutlich höher ist als im Wärmepumpentrockner. Hierdurch liegt beim Kondensationstrockner am Luftkühler eine hohe treibenden Temperaturdifferenz zur Umgebung vor. Im Wärmepumpentrockner wird über den gesamten Trocknungsverlauf ein etwa doppelt so hoher Volumenstrom eingestellt wie im Kondensationstrockner, um über hohe Massenkapazitätsströme eine hohe Wärmeübertragung im Kältemittelverdampfer und -kondensator zu gewährleisten. Die Volumenströme von Kondensations- und Wärmepumpentrockner wurden aus Auswertungen von eigenen Messdaten erhalten. Es liegt ein niedriger Temperaturleit des Kältemittels vor und die Temperaturdifferenzen zwischen Luft und Kältemittel werden gering gehalten.

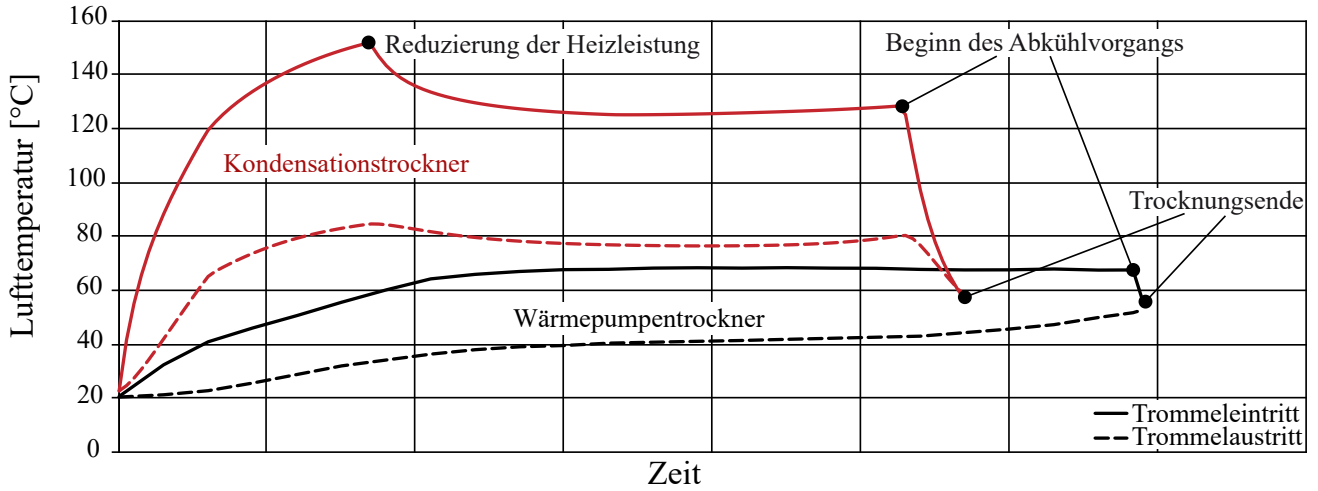


Abbildung 4.1: Exemplarischer Verlauf der Trommeleintritts- und -austrittstemperatur von handelsüblichen Kondensations- und Wärmepumpentrocknern. Die im Rahmen der Arbeit aufgenommenen Messdaten sind zu Anschauungszwecken geglättet dargestellt.

Der eingesetzte thermoelektrische Wärmeübertrager wird in Gegenstrombauweise ausgeführt, um auch bei geringen Luftfeuchten geringe Temperaturdifferenzen zwischen den Oberflächen der einzelnen Module zu erreichen. Insbesondere gegen Ende der Trocknung kann aufgrund geringerer Luftfeuchtigkeit der Anteil sensibler Wärme höher sein, wodurch sich eine größere Temperaturspreizung zwischen Ein- und Austritt einstellt. Im weiteren Verlauf wird mehrmals auf die Temperaturdifferenz zwischen Kalt- und Warmseite der TE-Module eingegangen. Dafür wird stets eine Mitteltemperatur auf der TE-Warmseite und der TE-Kaltseite berechnet und ihre Temperaturdifferenz verwendet. Ihre Definition ist in Abbildung 4.2 mit einer hohen Diskretisierung über der Weglänge illustriert.

Es wird im Folgenden davon ausgegangen, dass eine ideal luftseitige Wärmeübertragung vorliegt und die Lufttemperatur gleich der Oberflächentemperatur der Module ist. Je geringer bei einer konstanten Stromstärke die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Warm- und Kaltseite des Moduls ist, desto höher ist die erzielbare Modulkälteleistung (siehe Abbildung A.1). Aufgrund des geringen Temperaturgleits auf der Kaltseite der Module (vergleiche Abbildung 4.2) kann folgende Näherung verwendet werden:

$$\text{Mit } T_{TE_{w, \text{ein}}} = T_{TE_{k, \text{aus}}} \quad \text{und} \quad \frac{T_{TE_{k, \text{ein}}} + T_{TE_{k, \text{aus}}}}{2} \approx T_{TE_{k, \text{ein}}} \approx T_{TE_{k, \text{aus}}}$$

$$\text{folgt} \quad \Delta T_{TE} = \frac{T_{TE_{w, \text{aus}}} + T_{TE_{w, \text{ein}}}}{2} - \frac{T_{TE_{k, \text{ein}}} + T_{TE_{k, \text{aus}}}}{2} \quad (4.1)$$

$$\approx \frac{T_{TE_{w, \text{aus}}} - T_{TE_{w, \text{ein}}}}{2} \quad (4.2)$$

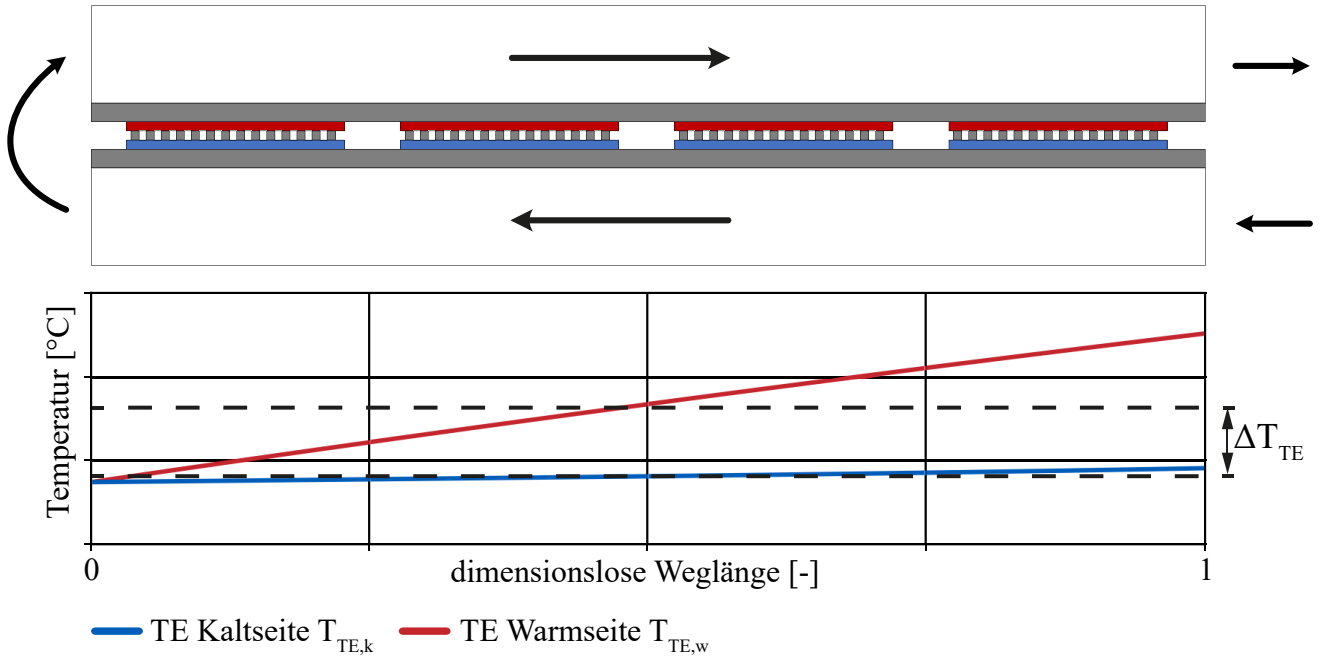


Abbildung 4.2: Definition der mittleren Temperaturdifferenz der Moduloberflächen im thermoelektrischen Wärmeübertrager bei idealer luftseitiger Wärmeübertragung.

Ein typischer Verlauf von thermoelektrischem COP und Kälteleistung eines thermoelektrischen Moduls bei einer konstanten Modultemperaturdifferenz ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

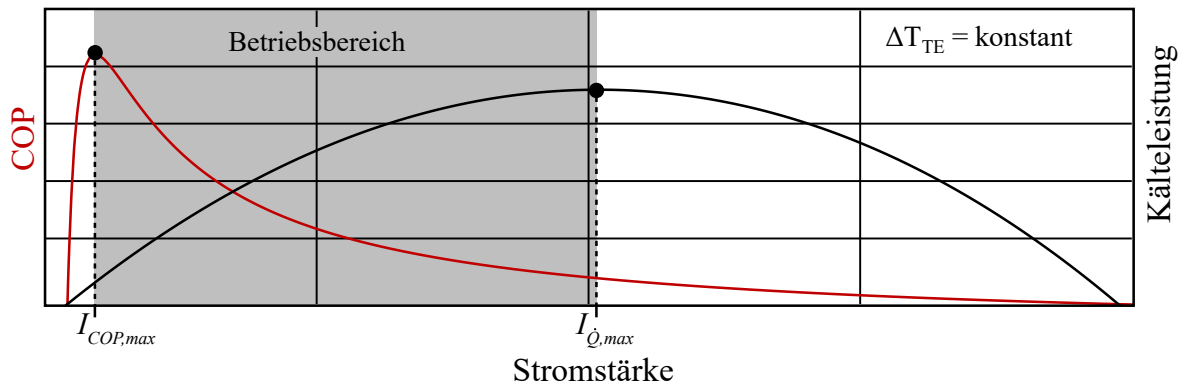


Abbildung 4.3: Exemplarischer Verlauf von thermoelektrischem COP und Kälteleistung über der eingestellten Stromstärke bei einer konstanten Temperaturdifferenz zwischen Kalt- und Warmseite des Moduls.

Bei der Festlegung des Betriebspunktes der TE-Module müssen mehrere Faktoren berücksichtigt werden. Wird eine hohe Stromstärke für den Betrieb der thermoelektrischen Module nahe $I_{Q,max}$ gewählt, so ist zwar die Kälteleistung sehr hoch. Durch den quadratischen Anstieg der elektrischen Verlustleistung mit der Stromstärke resultiert jedoch auch ein verhältnismäßig geringer COP (vergleiche Gleichung 3.12). Um einen möglichst hohen COP zu erreichen, muss das Modul bei einer deutlich geringen Stromstärke nahe $I_{COP,max}$ betrieben werden.

Liegt die Stromstärke unterhalb von $I_{COP,max}$, so fällt der COP steil ab und die Module werden schlagartig ineffizient betrieben. Liegt die Stromstärke oberhalb von $I_{\dot{Q},max}$, so wird der Einfluss der Jouleschen Wärme so groß, dass die Temperatur im Halbleiter ansteigt und dadurch die Kälteleistung reduziert wird. Folglich sollte im Dauerbetrieb die Stromstärke geringer als $I_{\dot{Q},max}$ sein, um die Module nicht ineffizienter zu betreiben als nötig. Zur Vermeidung eines drastischen Effizienzabfalls ist weiterhin eine Stromstärke zu wählen, die dauerhaft höher als $I_{COP,max}$ ist.

4.2 Methodik zur Eingrenzung des Betriebsbereichs

Im Nachfolgenden wird eine Methodik vorgestellt, mit der der Betriebsbereich in Abhängigkeit der Modulstromstärke des thermoelektrischen Wärmeübertragers eingegrenzt werden kann. Dabei wird davon ausgegangen, dass das eingesetzte thermoelektrische Modul im Vorhinein ausgewählt wurde. Gegebenenfalls ist es also sinnvoll die im Folgenden beschriebene Methodik für mehrere in Frage kommende Module durchzuführen, um für eine Trocknerausführung das geeignetste zu verwenden. Zur Verdeutlichung des Vorgehens werden in diesem Abschnitt die Wärmeübertragungsverluste im Wärmeübertrager vernachlässigt und die Lufttemperatur mit der Oberflächentemperatur der Module gleichgesetzt. Ihr Einfluss bei der Eingrenzung des Betriebsbereichs wird in Kapitel 4.4 beschrieben.

In der Haupttrocknungsphase ist die Trocknungsgeschwindigkeit annähernd konstant (siehe Abschnitt 2.1). Da dies die längste Phase der Trocknung ist, wird die Eingrenzung für diesen quasi-stationären Abschnitt vorgenommen. Der grundsätzliche Ablauf der Methodik ist in Abbildung 4.4 skizziert und wird im Folgenden geschildert.

Abhängig von der Bauform eines thermoelektrischen Moduls kann ein individueller Betriebsbereich der Modulstromstärke festgelegt werden, in dem es besonders effizient oder leistungstark ist (vergleiche Abbildung 4.3). Zur Eingrenzung des Betriebsbereichs der Modulstromstärke werden zwei Extremfälle betrachtet. Wird bei der Wäschetrocknung ein hoher Kondensatmassenstrom erzielt, wird die Wäsche in kurzer Zeit getrocknet. Um dies zu erreichen, muss ein hoher Wärmestrom aus der Prozessluft abgeführt werden. Der erste Fall wird also als *theoretisch bestmögliche minimale Trockendauer* bezeichnet. Um einen Trockengang möglichst effizient durchzuführen, muss ein hoher Kondensatmassenstrom bei minimaler aufzuwendender Gesamtleistung abgeführt werden. Der zweite Fall wird im Folgenden als *theoretisch bestmöglicher minimaler Energieverbrauch* bezeichnet. Die genaue Betrachtung dieser beiden Extremfälle wird gesondert in Abschnitt 4.3 behandelt.

Sind die Betriebsweisen definiert, können leistungsunabhängig Trocknungsdreiecke für den quasi-stationären Zustand der Haupttrocknungsphase aufgestellt werden. Mit der Kenntnis der Trocknungsdreiecke beider Betriebsweisen wären alle Zustandspunkte im Prozess und hierüber

auch jeweils die mittlere Temperatur auf der kalten und warmen TE-Seite bekannt. Mit diesen Informationen und der Annahme, dass die TE-Module bei der anliegenden Temperaturdifferenz möglichst effizient betrieben werden, können Bereiche in COP-I- und \dot{Q}_c -I- Diagrammen ermittelt werden. Das Vorgehen dieser Ermittlung wird nun im Detail beschrieben.

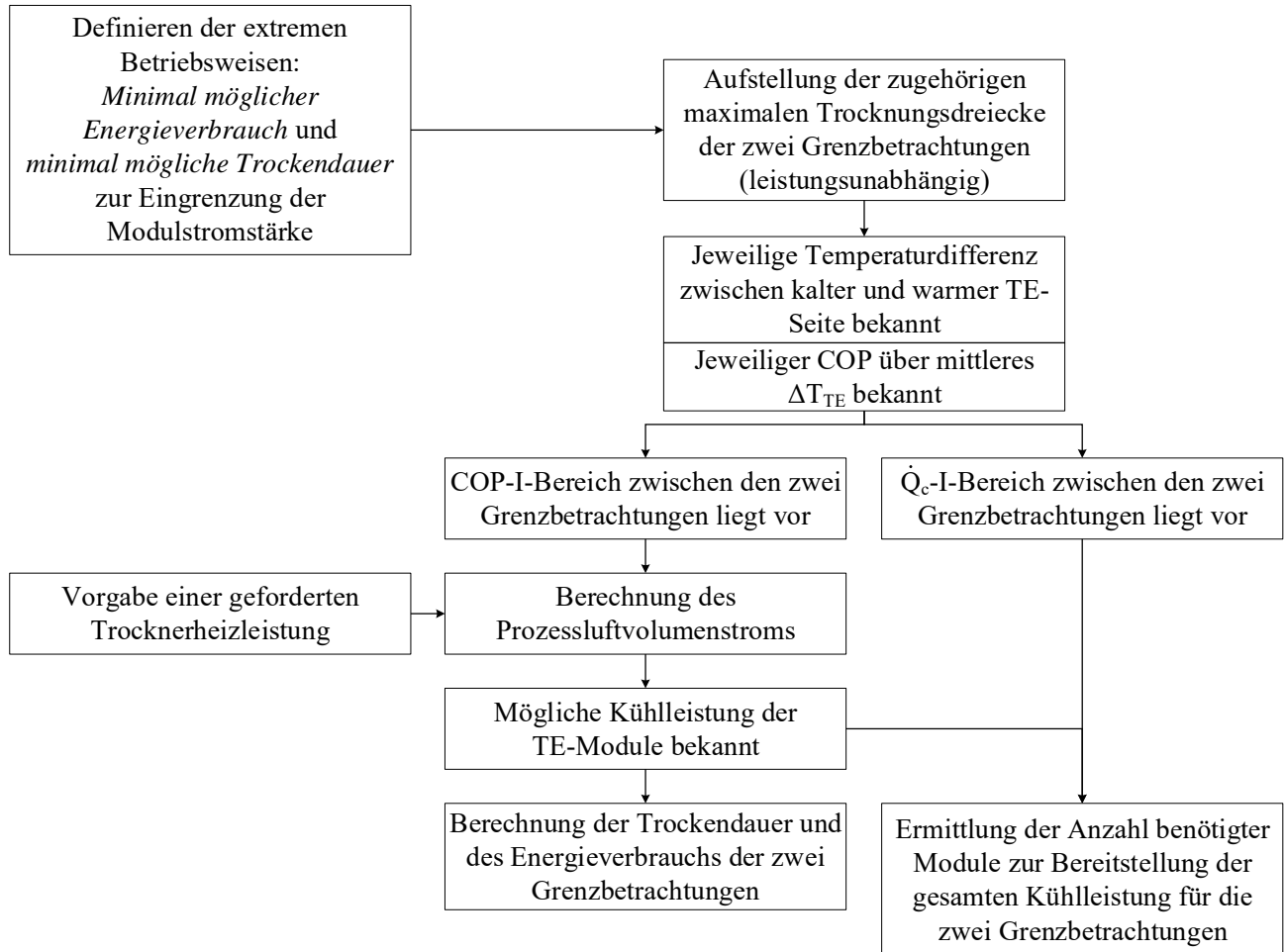


Abbildung 4.4: Ablauf zur Eingrenzung des Betriebsbereichs eines thermoelektrischen Wäschetrockners. Über zwei Extrembetriebsweisen kann der Bereich der Modulstromstärke eingegrenzt werden. Über Vorgabe der Heizleistung kann der Kühlleistungsbereich der TE Module bestimmt werden.

Für die zwei definierten extremen Betriebsweisen tritt in der Haupttrocknungsphase jeweils eine örtlich gemittelte Temperaturdifferenz zwischen warmer und kalter Modulseite auf. Diese zwei Temperaturdifferenzen werden als minimale und maximale Modultemperaturdifferenz im Betrieb festgelegt. Mit der Vorgabe einer mittleren TE-Kaltseitentemperatur kann mit Hilfe der Gleichung 3.12 der thermoelektrische COP bei minimaler und maximaler Temperaturdifferenz berechnet werden. Möchte man die TE-Module bei einer festgelegten Temperaturdifferenz möglichst effizient betreiben, ergibt sich nach Gleichung 3.14 genau eine Stromstärke $I_{COP,max}$, mit der das Einsatz findende TE-Modul beaufschlagt werden soll. Durch Eintragen der zwei

berechneten Stromstärken bei dem jeweils vorliegenden thermoelektrischen COP in ein COP-I-Diagramm kann der mögliche Betriebsbereich für die thermoelektrische Wäschetrocknung dargestellt werden. Dies ist qualitativ in Abbildung 4.5 illustriert.

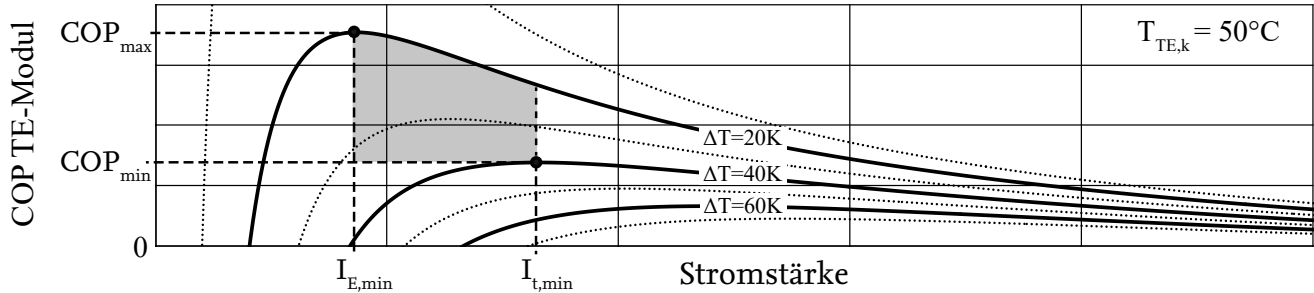


Abbildung 4.5: Thermoelektrischer COP über eingestellter Stromstärke pro Modul. Möglicher Betriebsbereich für die Anwendung in einem geschlossen Wäschetrocknungskreislauf.

$I_{t,min}$ steht dabei für die Stromstärke einer möglichst schnellen Betriebsweise und $I_{E,min}$ für die Stromstärke einer möglichst effizienten Trocknung. Erhöht man vom Punkt des maximal erreichbaren COPs und $I_{E,min}$ die Stromstärke, so wird bei der höheren Leistungszufuhr mindestens die gleiche Temperaturdifferenz an den Modulen anliegen. Verringert man vom Punkt des bei $I_{t,min}$ mindestens erreichbaren COPs die Stromstärke, so wird durch die reduzierte Leistungszufuhr die Temperaturdifferenz an den Modulen abnehmen und der erreichbare COP mindestens gleich groß bleiben. Der markierte Bereich zeigt unter gegebenen Bedingungen wie effizient die thermoelektrischen Module bei der Wäschetrocknung eingesetzt werden können. Weiterhin wird die den thermoelektrischen Modulen zuführbare elektrische Leistung (bzw. Stromstärke) eingeschränkt. Wird diese unterschritten, ist nicht genügend Heizleistung vorhanden um den Prozess effizient zu betreiben. Wird diese überschritten, ist die Heizleistung höher als die eines Kondensationstrockners. In dem Fall könnte nicht mehr genügend Wärme über den Luftkühler an die Umgebung abgeführt werden.

Überträgt man die minimale und maximale Stromstärke auf ein \dot{Q}_c -I-Diagramm, kann bei vorgegebenen minimalen und maximalen Temperaturdifferenzen pro Betriebsweise ein Bereich für die erzielbare Kälteleistung pro Modul abgelesen werden. Dies ist qualitativ in Abbildung 4.6 skizziert. Wird für das Wäschetrocknersystem eine mindestens zu erzielende Heizleistung vorgegeben, so kann daraus der benötigte Massenstrom bzw. Volumenstrom berechnet werden. Mit der Kenntnis des Volumenstroms an den Zustandspunkten im Trocknungsprozess kann die insgesamt benötigte Kälteleistung und die über die TE-Module erzeugbare Kälteleistung berechnet werden. Somit kann neben der Trockendauer und dem Energieverbrauch auch die Anzahl an mindestens benötigten und maximal sinnvollen Modulen berechnet werden.

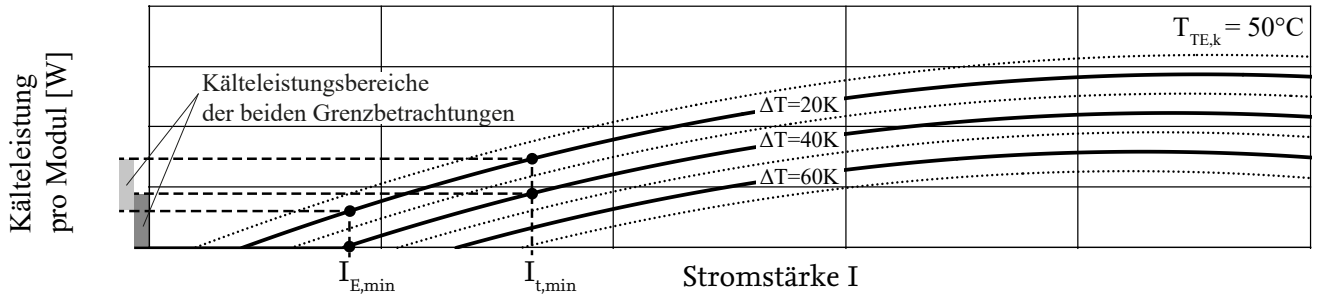


Abbildung 4.6: Kälteleistung über eingestellten Stromstärke eines thermoelektrischen Moduls. Möglicher Bereich an Kälteleistung pro Modul für die Anwendung in einem geschlossen Wäschetrocknungskreislauf.

4.3 Berechnung der eingrenzenden Betriebsweisen

In diesem Abschnitt wird das Vorgehen zur Berechnung der Zustände der eingrenzenden Betriebsweisen beschrieben. Bevor auf die beiden Betriebsweisen näher eingegangen wird, werden die für die Betrachtung notwendigen Randbedingungen genannt. Die Umgebungsbedingungen werden mit 23 °C und 55 % Luftfeuchtigkeit definiert. Um die Wäsche nicht zu beschädigen, werden zwei Temperaturgrenzwerte eingeführt: Zum einen darf die Prozessluft beim Eintritt in die Wäschetrommel nicht wärmer als 150 °C sein und zum anderen darf die Trommelaustrittstemperatur nicht 75 °C überschreiten. Diese Temperaturen wurden aus der Steuerungslogik des gemessenen Kondensationstrockners abgeleitet. Oberhalb dieser Temperaturen wurde das Heizregister ausgeschaltet. Es wird vereinfachend angenommen, dass die Temperatur der Wäsche zu jedem Zeitpunkt gleich der Trommelaustrittstemperatur ist. Die Randbedingungen sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tabelle 4.1: Randbedingungen zur Berechnung der eingrenzenden Betriebsweisen.

Umgebungstemperatur T_U	=	23 °C
Umgebungsfeuchte φ_U	=	55 %
Trommeleintrittstemperatur $T_1 = T_{Trommel,ein}$	<	150 °C
Trommelaustrittstemperatur $T_2 = T_{Trommel,aus} = T_{Wäsche}$	<	75 °C

Die Trommelaustrittsfeuchte wird über den Befeuchtungsgrad ψ nach Klöcker (2001) definiert:

$$\psi = \frac{x_{Trommel,aus} - x_{Trommel,ein}}{x_{Trommel,aus*} - x_{Trommel,ein}} = \frac{x_2 - x_1}{x_{2*} - x_1} \quad (4.3)$$

Er beschreibt das Verhältnis zwischen der erreichten Zunahme des Wassergehalts zur theoretisch erreichbaren Zunahme der Prozessluft. Ausgehend von einer isenthalpen Befeuchtung der Luft liegen alle drei Punkte auf einer Isenthalpen. * kennzeichnet dabei den theoretisch erreichbaren Punkt der Prozessluft auf der Isenthalpen bei 100 % Luftfeuchtigkeit. Der

Befeuchtungsgrad wird in Abbildung 4.7 beispielhaft mit 0,95 angegeben, wie er in der Haupttrocknungsphase der meisten Trocknermodelle mit geschlossenem Prozessluftkreislauf vorliegt. Zum Ende des Trockengangs nimmt der Befeuchtungsgrad der Wäsche immer weiter ab, da die Feuchtigkeit vom Wäscheinneren nach außen diffundieren muss (vergleiche Abbildung 2.1). An dieser Stelle wird darauf hingewiesen, dass der gewählte Befeuchtungsgrad zur beispielhaften Illustration dient. Für eine Auslegung ist die Kenntnis des Trommelverhaltens und des Befeuchtungsgrads in der Haupttrocknungsphase notwendig. Diese Informationen können an einem Referenzgerät gewonnen werden, das eine ähnliche Trommelgeometrie wie der auszulegende thermoelektrische Wäschetrockner besitzt.

Theoretisch bestmögliche minimale Trockendauer

Zunächst wird eine leistungsunabhängige Betrachtung durchgeführt und der Einfluss des Volumenstroms nicht berücksichtigt. Um eine schnelle Trocknung zu erzielen, ist eine hohe Abnahme des Wassergehalts Δx der Prozessluft erforderlich. Um möglichst viel Wasser aus der Wäsche zu transportieren, soll als zusätzliche Vorgabe der Wassergehalt am Trommelaustritt so hoch wie möglich sein. Um dies für alle Befeuchtungsgrade zu gewährleisten, wird die Trommelaustrittstemperatur fest auf die Grenztemperatur von 75 °C gesetzt. Bevor der thermoelektrische Wärmeübertrager in der Berechnung Berücksichtigung findet, werden die Zustände des Trocknungsdreiecks für einen geschlossenen Kondensationstrockner bestimmt.

Der Austrittszustand am Luftkühler liegt bei $T = T_{umg}$ und $\varphi = 100\%$. Bei gleichbleibendem Wassergehalt wird mittels elektrischer Widerstandsheizter die Temperatur so weit erhöht, bis entweder der Grenzwert der Trommeleintritts- oder -austrittstemperatur erreicht ist. Die Enthalpieabnahme von Trommelaustritt bis zum Luftkühleraustritt Δh_{LK} wird in einem Kondensationstrockner vollständig im Luftkühler stattfinden. Um eine Überhitzung zu vermeiden, muss diese Enthalpieabnahme der Enthalpiezunahme durch Einbringen einer elektrischen Leistung Δh_{Pel} entsprechen.

$$\Delta h_{LK} = h_2 - h_3 = \Delta h_{Pel} \quad (4.4)$$

Wird in der Wäschetrommel viel Wasser von der Luft aufgenommen, liegt ein höherer Wassergehalt im gesamten Kreislauf vor und der Befeuchtungsgrad ist nahe bei 1. In diesem Fall ist es möglich, dass die Trommeleintrittstemperatur die Grenztemperatur erreicht. Im quasi-stationären Betrieb stellt sich dann eine geringere Heizleistung ein und es wird weniger Wärme über den Luftkühler abgegeben. Die Luftkühleraustrittstemperatur berechnet sich über die Luftfeuchtigkeit von 100 % und die Enthalpie h_3 , die aus Gleichung 4.4 bekannt ist. Dieser Fall ist in Abbildung 4.7 skizziert.

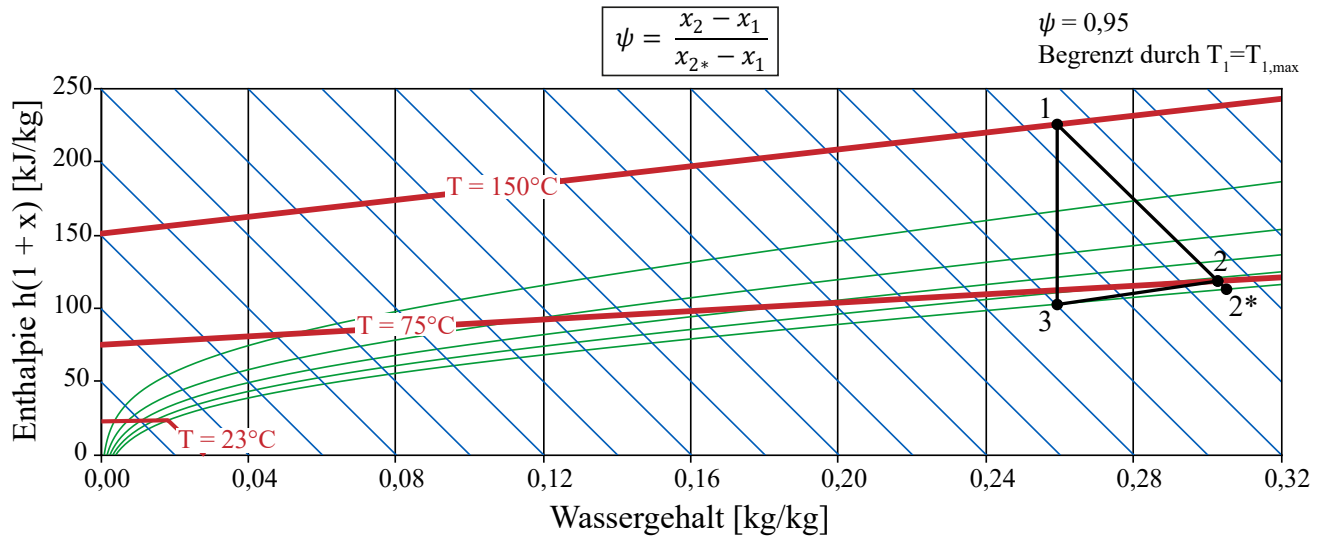


Abbildung 4.7: Trocknungsdreieck eines Kondensationstrockners mit minimaler Trockendauer. Mollier-h,x-Diagramm. Blau: Isenthalpen, Rot: Isothermen, Grün: Isohumiden

Ersetzt man nun das Heizregister durch einen thermoelektrischen Wärmeübertrager, so kann zusätzlich zur Heizleistung ein Teil der benötigten Kühlleistung von den thermoelektrischen Modulen übernommen werden. Die zugeführte elektrische Leistung P_{el} muss weiterhin über den Luftkühler abgeführt werden. Die Zustandspunkte des Luftkreislaufs für den Fall der minimalen Trockendauer sind in Abbildung 4.8 dargestellt.

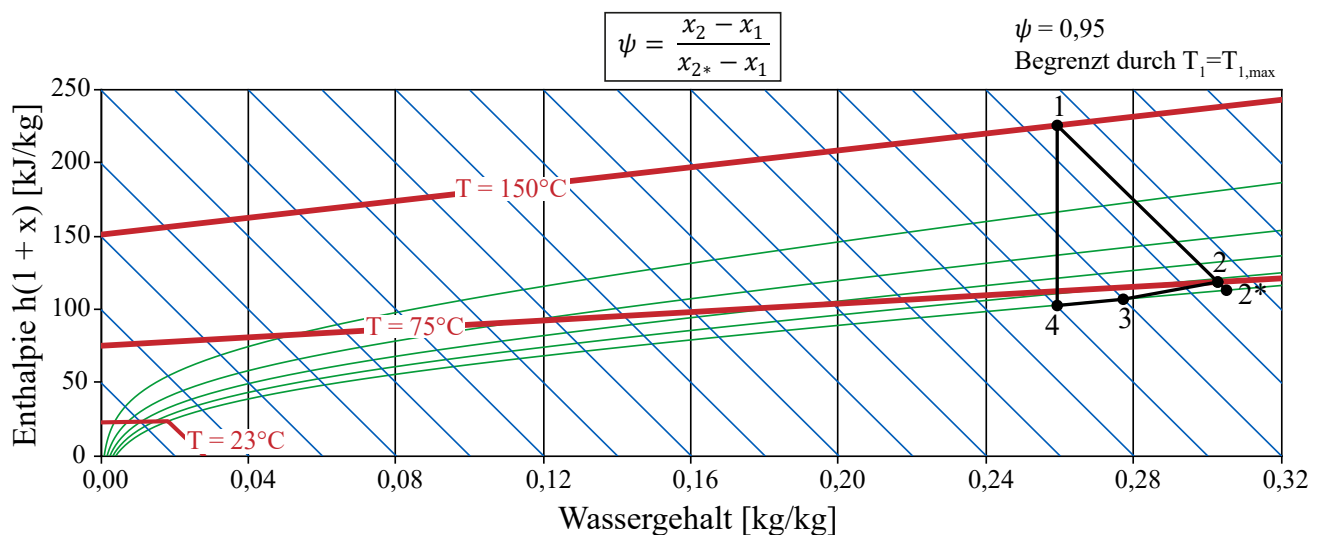


Abbildung 4.8: Trocknungsdreieck eines thermoelektrischen Wäschetrockners mit minimaler Trockendauer. Mollier-h,x-Diagramm. Blau: Isenthalpen, Rot: Isothermen, Grün: Isohumiden

Aufgrund der zusätzlichen Enthalpieabnahme durch die thermoelektrischen Module stellt sich ein neuer Zustand 4 vor der Lufterwärmung ein. Durch Vorgabe des Befeuchtungsgrads und des Wassergehalts des Zustands 4 stellt sich eine neue Trommeleintrittstemperatur ein, die auf einer niedrigeren Isenthalpen liegt, solange der thermoelektrische COP einen positiven Wert besitzt. Die Enthalpiezunahme durch die Aufheizung Δh_{TE_w} und die Enthalpieabnahme durch die thermoelektrische Kühlung h_{TE_k} berechnet sich zu

$$\Delta h_{TE_w} = h_1 - h_4 \quad \text{bzw.} \quad h_{TE_k} = h_3 - h_4 \quad (4.5)$$

Es besteht also folgender Zusammenhang zwischen den auftretenden Enthalpiedifferenzen:

$$\Delta h_{P_{el}} = \Delta h_{LK} = \Delta h_{TE_w} - \Delta h_{TE_k} \quad (4.6)$$

Der thermoelektrische COP kann geschrieben werden als

$$COP = \frac{\dot{Q}_{TE_k}}{P_{el,TE}} = \frac{\dot{m}_{tr,Luft} \cdot \Delta h_{TE_k}}{\dot{m}_{tr,Luft} \cdot \Delta h_{P_{el},TE}} \quad (4.7)$$

und kann auch unabhängig vom umlaufender Luftmassenstrom formuliert werden zu

$$COP = \frac{\Delta h_{TE_k}}{\Delta h_{P_{el},TE}} \quad (4.8)$$

Zur möglichst schnellen Trocknung ist eine hohe Abnahme des Wassergehalts und damit eine hohe Enthalpieabnahme der Luft in den Wärmeübertragern $(\Delta h_{TE_k} + \Delta h_{LK})_{max}$ zu erzielen. Neben den thermoelektrischen Modulen gibt es im Prozess noch weitere elektrische Verbraucher wie Trommel- und Gebläsemotor oder Steuerungselektronik. Ein Teil der Leistung der Zusatzverbraucher wird in Form von Wärme an die Prozessluft übertragen. Die Höhe dieser zusätzlich eingebrachten Leistung ist bauartbedingt und beeinflusst das Trocknungsverhalten. Die gesamte spezifische Enthalpiezunahme berechnet sich somit aus der Summe der durch Thermoelektrik und durch weitere Nebenverbraucher eingebrachten spezifischen Energie $\Delta h_{P_{el},Tr}$.

$$\Delta h_{P_{el}} = \Delta h_{P_{el},TE} + \Delta h_{P_{el},Tr} \quad (4.9)$$

Setzt man die Gleichungen 4.5 und 4.6 in Gleichung 4.8 ein, so ergibt sich

$$COP = \frac{\Delta h_{TE_k}}{\Delta h_{TE_w} - \Delta h_{TE_k}} \quad (4.10)$$

Unter der Annahme, dass die Lufttemperatur der Moduloberflächentemperatur entspricht, kann direkt die gemittelte anliegende Temperaturdifferenz berechnet werden. Ausgehend von

der Luftkühleraustrittstemperatur und einer anliegenden Temperaturdifferenz kann nach Gleichung 3.12 der maximal erreichbare thermoelektrische COP berechnet werden. Durch die bekannten Temperaturen und Luftfeuchten am Ein- und Austritt der Warmseite, können die spezifischen Enthalpien der beiden Zustände und damit auch ihre Differenz Δh_{TE_w} berechnet werden. Durch Einsetzen dieser Werte in Gleichung 4.10 kann die Enthalpieabnahme der Luft durch die thermoelektrischen Module berechnet werden.

$$\Delta h_{TE_k} = \frac{COP}{COP + 1} \cdot \Delta h_{TE_w} \quad (4.11)$$

Diese zusätzliche Enthalpieabnahme führt zu einem veränderten COP, welcher wiederum den thermoelektrischen Kühlanteil beeinflusst. Indem dieser Prozess iterativ durchlaufen wird, ist es möglich ohne Vorgabe des Prozessvolumenstroms ein Trocknungs-dreieck für einen thermoelektrischen Wäschetrocknungsprozess mit dem Ziel einer minimalen Trockendauer aufzustellen. Der detaillierte Ablauf der Berechnung des thermoelektrischen Trocknungsprozesses mit theoretisch bestmöglicher minimaler Trockendauer ist im Anhang A.4 beschrieben.

Mit der Vorgabe der geforderten Heizleistung in der Haupttrocknungsphase kann mit Hilfe von Gleichung 4.5 der trockene Luftmassenstrom im Prozessluftkreislauf berechnet werden. Somit können unter Verwendung der Gleichungen 4.4, 4.5 und 4.9 die auftretenden Leistungen für diese Betriebsweise bestimmt werden. Dividiert man die pro Kilogramm Wäsche enthaltene Energie des Wassers durch die berechnete Kühlleistung, erhält man die Trockendauer t_{min} pro kg einer trockenen Wäsche:

$$t_{t_{min}} = \frac{m_{Wasser} \cdot \Delta h_v(T_2)}{(\Delta h_{TE_k} + \Delta h_{LK})_{max} \cdot \dot{m}_{tr, Luft}} \quad (4.12)$$

Hierbei bestimmt sich die Wassermenge m_{Wasser} über die Wäscherestfeuchte χ zu

$$m_{Wasser} = \chi \cdot m_{1kg Wäsche} \quad (4.13)$$

Aufgrund der Annahme eines quasi-stationären Prozessführung ergibt sich der Energieverbrauch $E_{t_{min}}$ pro kg trockene Wäsche aus dem Produkt der elektrischen Leistung und der Trockendauer.

$$E_{t_{min}} = P_{el} \cdot t_{t_{min}} \quad (4.14)$$

Theoretisch bestmöglicher minimaler Energieverbrauch

Die *Specific Moisture Extraction Ratio* (SMER) gibt an, wieviel elektrische Leistung zur Verdampfung von 1 kg Wasser aus der Wäsche benötigt werden

$$SMER = \frac{\dot{m}_{verd}}{P_{el}} \quad (4.15)$$

Hierbei wird zunächst nur die elektrische Leistung der thermoelektrischen Module betrachtet. Die SMER kann wie auch der COP unabhängig vom umlaufenden Massenstrom formuliert werden zu

$$SMER = \frac{\dot{m}_{verd}}{P_{el}} = \frac{\Delta x \cdot \dot{m}_{tr,Luft}}{\Delta h_{P_{el}} \cdot \dot{m}_{tr,Luft}} = \frac{\Delta x}{\Delta h_{P_{el}}} \quad (4.16)$$

Je weniger elektrische Energie zum Verdampfen einer bestimmten Wassermenge eingesetzt wird, desto effizienter wird der Trocknungsprozess betrieben. Es wird also eine größtmögliche SMER im Rahmen der vorgegebenen Grenzwerte gesucht. Der Zustand am Trommelaustritt ist hierbei Teil der Berechnung und wird deshalb nicht wie bei *theoretische bestmögliche minimale Trockendauer* auf einen festen Wert gesetzt. Bei höheren Lufttemperaturen im Kreislauf ist - ausgehend von einem gewissen Befeuchtungsgrad - der Anteil an abgeführter sensibler Wärme geringer. Damit ist die Steigung $\frac{\Delta h}{\Delta x}$ des Trocknungsdreiecks geringer und die SMER damit höher. Es wird also ein Trocknungsdreieck berechnet, welches sich bei hohen Temperaturen befindet, da dort die Steigung der Abkühlstrecke flacher ist.

Bei kleineren Temperaturdifferenz stellen sich an den thermoelektrischen Modulen höhere COPs ein. Ohne weitere Vorgaben würde also das Trocknungsdreieck sehr klein werden und es wäre ein hoher Luftmassenstrom nötig, um den effizienten Trockengang in vom Hersteller maximal erlaubten Trockenzeit zu realisieren. Es wird deshalb eine Enthalpiezunahme $\Delta h_{P_{el},Tr}$ durch die zusätzlichen elektrischen Geräte nach Gleichung 4.9 eingerechnet.

$$SMER = \frac{\Delta x}{\Delta h_{P_{el}}} = \frac{\Delta x}{\Delta h_{P_{el},TE} + \Delta h_{P_{el},Tr}} \quad (4.17)$$

An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass die Höhe dieser zusätzlich eingebrachten Leistung bauartbedingt ist und das Trocknungsverhalten beeinflusst. Um eine hinreichende Erwärmung der Prozessluft zu gewährleisten, wird angenommen, dass die Enthalpiezunahme durch die thermoelektrischen Module mindestens so groß ist wie jene durch die zusätzlichen elektrischen Geräte. Somit kann ein Trocknungsdreieck mit minimalem Gesamtenergieverbrauch unabhängig vom Volumenstrom aufgestellt werden. Das Vorgehen der Berechnung des thermoelektrischen Trocknungsprozesses mit theoretisch bestmöglichem minimalem Energieverbrauch ist im Anhang A.5 beschrieben. In Abbildung 4.9 sind beispielhaft die Zustandspunkte des Luftkreislaufs für diesen Fall dargestellt.

Wird nach der massenstromunabhängigen Berechnung wiederum die Heizleistungsvorgabe berücksichtigt, kann der umlaufende trockene Luftmassenstrom und damit auch alle auftretenden Leistungen berechnet werden. Analog zu den Gleichungen 4.12 und 4.14 können die Trockendauer $t_{E_{min}}$ und der Energieverbrauch $E_{E_{min}}$ pro kg trockene Wäsche für die Betriebsweise des minimalen Energieverbrauchs bestimmt werden.

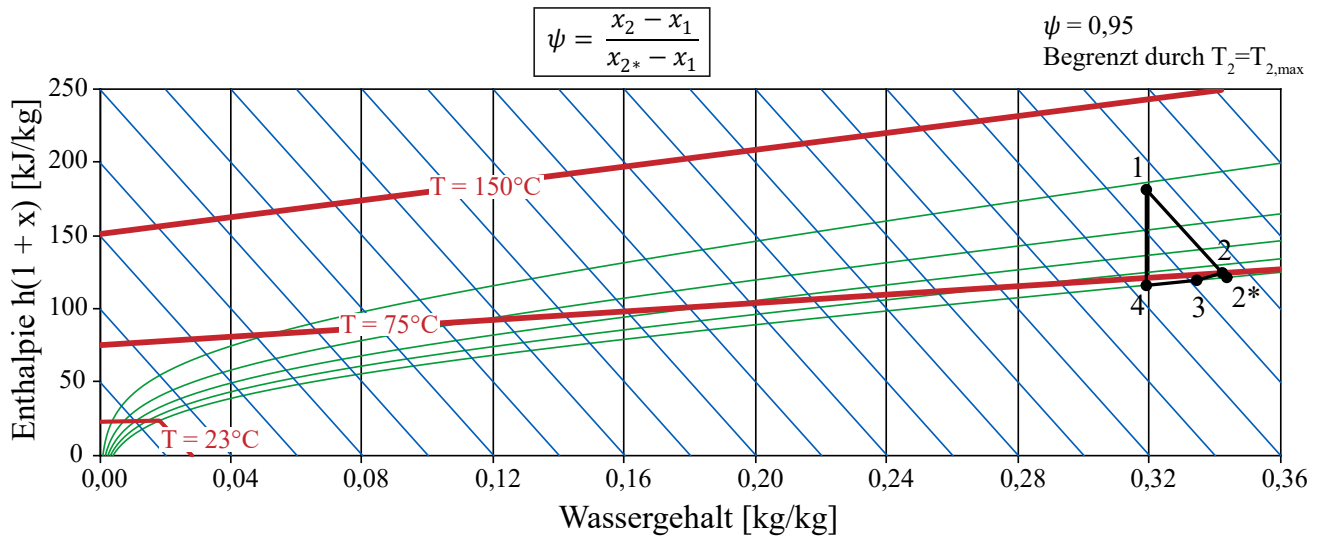


Abbildung 4.9: Trocknungsrechteck eines thermoelektrischen Wäschetrockners mit minimalem Energieverbrauch. Mollier-h,x-Diagramm. Blau: Isenthalpen, Rot: Isothermen, Grün: Isohumiden

4.4 Einfluss thermischer Widerstände auf die Systemauslegung

Im vorigen Abschnitt wurden Wärmeübertragungsverluste im Wärmeübertrager vernachlässigt. Es wurden Prozesszustände von eingrenzenden Extrembetriebsweisen festgelegt, wodurch eine erste leistungsunabhängige Betrachtung des Trocknungsprozesses erfolgen kann. Nach Festlegung der Heizleistung war letztlich eine Berechnung der thermoelektrischen Kühlleistung und eine Eingrenzung von Trockendauer und Energieverbrauch mit Hilfe der Gleichungen 4.12 und 4.14 möglich.

Für eine detailliertere Auslegung ist die Berücksichtigung weiterer thermischer Widerstände bei der Wärmeübertragung notwendig. Sowohl thermische Kontaktwiderstände als auch der konvektive Wärmeübergang müssen berücksichtigt werden, um aus der Lufttemperatur die Temperatur an den Oberflächen der thermoelektrischen Module berechnen zu können. In Abbildung 4.10 ist ein beispielhafter Temperaturverlauf im thermoelektrischen Wärmeübertrager über der Weglänge aufgetragen. Der Verlauf basiert auf detaillierten Untersuchungen, die in Abschnitt 7.5.1 beschrieben werden. Die Temperaturdifferenz zwischen TE-Modul und Luft hat zur Folge, dass eine größere Temperaturdifferenz an den TE-Modulen anliegt, als in der ersten Auslegung angenommen. Der thermische Widerstand auf der Kalt- bzw. Warmseite ergibt sich aus einer Reihenschaltung von konvektivem Widerstand, Wärmeleitwiderstand der Wärmeübertragergeometrie und thermischem Kontaktwiderstand.

$$R_{th} = R_{konv} + R_{Leit} + R_{Kontakt} \quad (4.18)$$

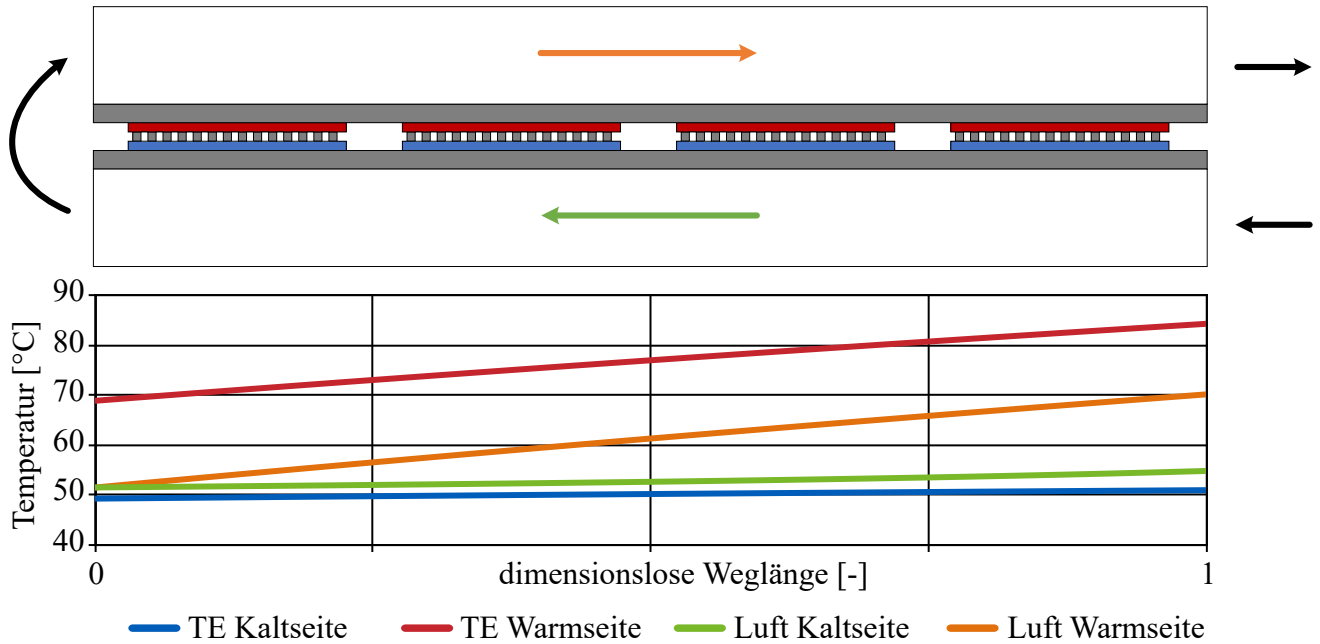


Abbildung 4.10: Exemplarischer Temperaturverlauf über der Weglänge des Wärmeübertragers.

Betrachtet man die Eintritts- bzw. Austrittspunkte des Wärmeübertragers, so kann die folgende Gleichung für eine lokale Berechnung des Wärmestroms angesetzt werden.

$$\dot{Q} = \Delta \dot{H}_{Luft} \quad (4.19)$$

$$\frac{T_{TE} - T_{Luft}}{R_{th}} = \dot{m}_{tr,Luft} \cdot \Delta h_{Luft} \quad (4.20)$$

Durch Einsetzen von Gleichung 4.18 in Gleichung 4.20 ergibt sich als einzige Unbekannte die jeweilige Temperatur an der Oberfläche der thermoelektrischen Module T_{TE} . Durch das Einsetzen der neu erhaltenen Temperaturen in die vorgestellte Methodik ergeben sich neue Werte für den thermoelektrischen COP. Damit ergeben sich wiederum neue Enthalpiedifferenzen, was eine Veränderung der aufgestellten Trocknungsdreiecke mit sich zieht. Durch die höheren Temperaturdifferenzen sinkt der thermoelektrische COP und der Einfluss des Luftkühlers auf den Trocknungsprozess steigt an. Aus den berechneten Oberflächentemperaturen an den Modulen lassen sich über Gleichung 4.20 Lufttemperaturen bestimmen, mit denen das jeweilige Trocknungsdreieck aufgestellt werden kann.

5 Experimentelle Untersuchungen zum thermoelektrischen Wäschetrockner

In diesem Kapitel wird zunächst der Aufbau eines Versuchsstands zur experimentellen Untersuchung eines Kondensationstrockners beschrieben. Dieser soll als Referenz für den Prüfstands eines thermoelektrischen Wäschetrockners dienen, dessen Aufbau im Anschluss vorgestellt wird. Zunächst werden in Abschnitt 5.1 die Komponenten des Kondensationstrockners - Wäschetrommel, Prozessluft- und Kühlergebläse, Luftkühler und Heizregister - vorgestellt. Die für den Versuchsstand eines thermoelektrischen Wäschetrockners zusätzlich verwendeten Komponenten werden in Abschnitt 5.2 beschrieben. Auf die verwendete Messtechnik wird in Abschnitt 5.3 eingegangen. Zur Validierung des Gesamtsystem benötigte Hilfsprüfstände werden in den Abschnitten 5.4 und 5.5 vorgestellt. Abschließend wird die Messung des gesamten Trockengangs eines thermoelektrischen Wäschetrockners im Detail beschrieben.

5.1 Komponenten eines Kondensationstrockners

In Abbildung 5.1 ist der Aufbau des Referenzprüfstands inklusive Messstellen nach DIN EN ISO 10628 dargestellt.

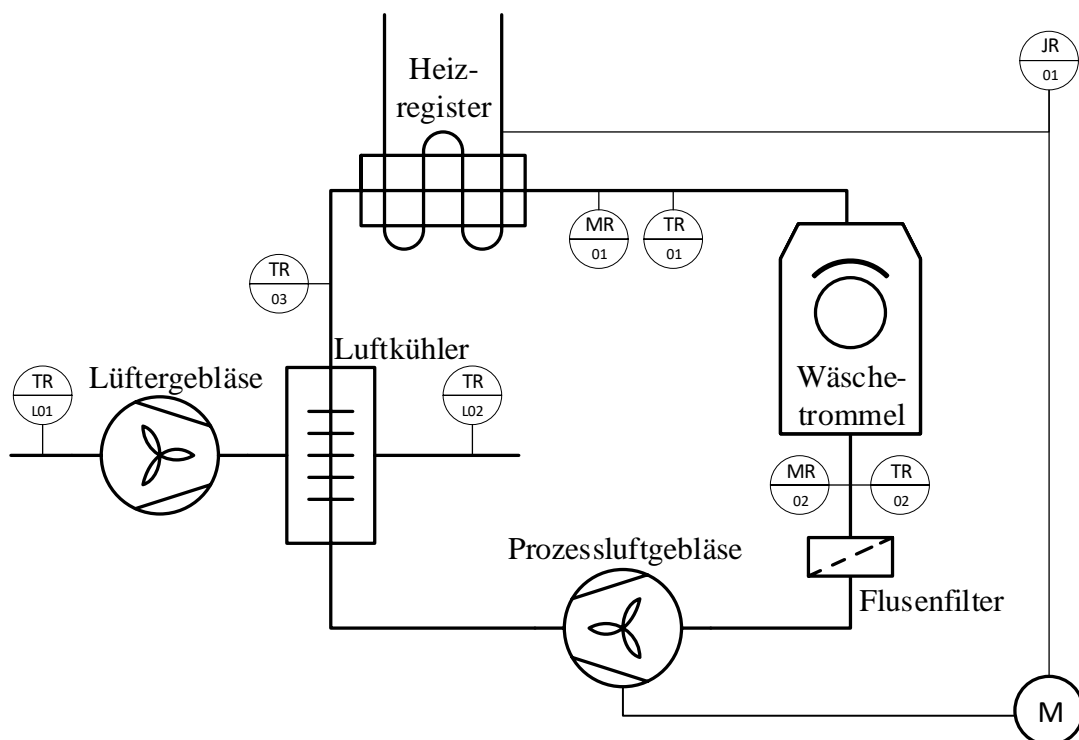


Abbildung 5.1: Messaufbau des als Referenzrockner dienenden Kondensationstrockners.

Als Referenzrockner wird ein im Handel verfügbarer Kondensationstrockner eingesetzt. Der Nennverbrauch bei 60 % Wäscherestfeuchte beträgt $4,14 \text{ kWh}$ in einer Trocknungszeit von 109 Minuten. Luftkühler, Heizregister, Wäschetrommel und Prozessluftgebläse sind Komponenten des Kondenstrockners.

Der Luftkühler ist ein Flachrohr-Lamellenwärmeübertrager, wobei die Flachrohre von der Prozessluft durchströmt werden und das Kondensat gut abfließen kann. Die Wärmeübertragungsfläche beträgt prozessseitig rund $0,4 \text{ m}^2$ und zur Umgebung über die Lamellen rund $1,7 \text{ m}^2$. Das Heizregister ist ein elektrischer Widerstandsheizkörper und wird in zwei Stufen geschaltet. In der Aufwärmphase wird es auf hoher Stufe und in der Haupttrocknungsphase auf niedriger Stufe betrieben. Erst während der letzten Minuten des Trockengangs wird es komplett ausgeschaltet, um die Wäsche vor der Entnahme abzukühlen.

Die Nennkapazität der Trommel liegt bei 7 kg Wäsche. Die Restfeuchte der Wäsche wird über eine elektrische Widerstandsmessung zwischen einem Kontakt in einem der Umwerfer und einem Kontakt an der Trommelaußenwand bestimmt. Die Leitfähigkeit der Wäsche gibt damit eine Aussage über ihre Restfeuchte.

Das Prozessluftgebläse fördert einen Volumenstrom zwischen 50 und $100 \text{ m}^3/\text{h}$ abhängig von zusätzlichen Druckverlusten durch Flusenbildung und Vergrößerung des Wäschevolumens. Das Gebläse ist direkt hinter der Trommel positioniert und fördert damit den Luftstrom mit hoher Dichte.

Direkt vor dem Eintritt der Luft in die Trommel werden relative Luftfeuchtigkeit und Temperatur gemessen. Die Temperaturen werden dabei mit Sensoren gemessen, die hinter einer Blende positioniert sind, um eventuelle Strahlung des Heizregisters zu verhindern. Am Austritt der Trommel werden auch relative Feuchtigkeit und Temperatur gemessen. Der dritte Messpunkt im Prozessluftkreislauf ist nach dem Luftkühler gelegen. Hier wird nur die Temperatur gemessen. Die relative Feuchtigkeit wird über den Zustandspunkt am Eintritt der Trommel zurückgerechnet. Neben der gesamten Leistungsaufnahme werden noch die Kühllufttemperaturen am Ein- und Austritt des Luftkühlers gemessen.

5.2 Komponenten eines thermoelektrischen Wäschetrockners

Im Prüfstand eines thermoelektrischen Wäschetrockners wird ein baugleiches Gerät des Referenzrockners verwendet. Das Heizregister wird entfernt und die Luft wird nach Durchlaufen des Luftkühlers zum außerhalb des Trockners liegenden thermoelektrischen Wärmeübertrager geführt. Der thermoelektrische Wärmeübertrager ist ein selbst gefertigter Prototyp. Eine Skizze des thermoelektrischen Wärmeübertragers ist in Abbildung 5.2 zu sehen.

An einem handelsüblichen Wärmepumpentrockner wurden Luftvolumenströme ermittelt. Es

wird davon ausgegangen, dass im thermoelektrischen Wäschetrockner ein ähnlicher Temperaturverlauf der Prozessluft im Kreislauf wie im Wärmepumpentrockner herrscht. Somit kann ein ähnliches Design der luftseitigen Wärmeübertragerflächen im thermoelektrischen Wäschetrockner wie bei den Ausführungen von Kältemittelverdampfer und -kondensator des Wärmepumpentrockners angenommen werden.

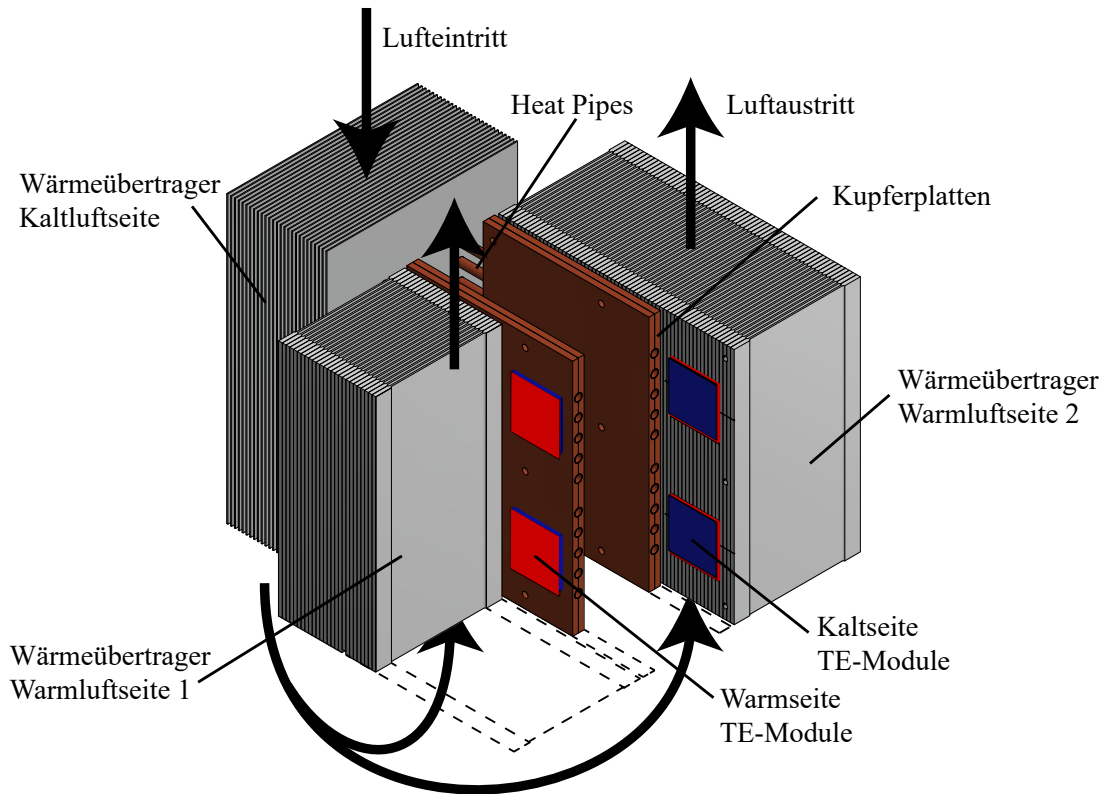


Abbildung 5.2: Prototypenzeichnung des thermoelektrischen Wärmeübertragers zur Wäschetrocknung. Durch Aufteilung der Module auf zwei Schichten können die Wärmeübertragerflächen größer gestaltet werden.

Zur besseren Übersicht sind Schnitte durch den Wärmeübertrager gelegt. Die Kaltseite der TE-Module ist mit den Kupferplatten kontaktiert und ist blau eingefärbt. Die Warmseite der Module ist mit den warmseitigen Lamellenkörpern kontaktiert und rot eingefärbt. Die Luft tritt im Bild links oben in den Wärmeübertrager ein, wird unten um 180° umgelenkt und tritt in die zwei Wärmeübertrager ein, wird dort erwärmt und verlässt das Bild oben rechts.

Es sind zwei Schichten mit jeweils 6 thermoelektrischen Modulen des Typs TM-241-1.6-28.0MM der Firma Ferrotec Nord Corporation verbaut. Die elektrische Verschaltung wird als Parallelschaltung ausgeführt, wobei jeweils ein Netzteil 6 Module mit Strom versorgt. Hierdurch kann ein defektes Modul einfach aus der Verschaltung entfernt werden. Ein Netzteil versorgt die 6 Module, welche in Luftstromrichtung näher an Ein- bzw. Austritt des Wärmeübertragers liegen und damit Wärme über eine größere Temperaturdifferenz trans-

portieren müssen. Das andere Netzteil versorgt die anderen 6 Module welche örtlich näher am Kondensatbehälter des thermoelektrischen Wärmeübertragers liegen.

Die thermische Anbindung auf der Warmseite erfolgt mittels zweier Hochleistungskühlkörper der Firma CTX Thermal Solutions. Auf der Kaltseite kommt ein selbst gefertigter Wärmeübertrager basierend auf Heat Pipes zum Einsatz. Die thermische Anbindung an die thermoelektrischen Module erfolgt über $25 \times 25 \text{ cm}^2$ Kupferplatten, in die Nuten für die insgesamt 20 Heatpipes gefräst sind. Die Heatpipes werden dünn mit Wärmeleitpaste der Firma Kerafol Typ KP99 bestrichen und dann über Verschraubungen verpresst. Die thermische Anbindung zur Luft wird durch $0,8 \text{ mm}$ dicke Lamellen aus Aluminium mit Aussparungen für die Heatpipes realisiert. Diese werden in einem Abstand von $2\text{--}3 \text{ mm}$ zueinander auf die Heatpipes geschoben. Die Heatpipes der Firma Quick Ohm haben eine Länge von 40 cm und einen Durchmesser von 8 mm . Sie sind befüllt mit Wasser und haben eine Sinterstruktur auf der Innenseite. Durch die Klemmspannung besteht somit ein Kontakt zwischen den Heatpipes und den Lamellen. Die Breite der Kontaktfläche ist dabei maximal so breit wie die Lamellen. Die luftseitige Wärmeübertragerfläche beträgt auf der Kaltseite $4,05 \text{ m}^2$ und auf der Warmseite insgesamt $7,32 \text{ m}^2$ und orientiert sich dabei an der Wärmeübertragerfläche von Verdampfer und Verflüssiger eines typischen Wärmepumpentrockners.

Für einen industriellen Produktionsprozess könnte durch ein automatisiertes Aufziehen der Lamellen auf die Heatpipes eine Verbesserung der Wärmeübertragung erzielt werden.

Die Wärmeleitung zwischen den beiden Wärmeübertragern und den thermoelektrischen Modulen erfolgt über die Kontaktflächen der einzelnen Bauteile. Zur Gewährleistung eines geringen thermischen Widerstands sind Luftspalte in dieser Verbindung zu vermeiden. Die Oberflächengüte der Wärmeübertrageranbindung muss eine vergleichbare Oberflächengüte wie die Keramik der thermoelektrischen Module haben, um ein geringe Welligkeit und Rautiefe der Kontaktflächen zu gewährleisten. Weiterhin ist eine hohe Steifigkeit der Materialien notwendig damit die Kontaktflächen parallel zueinander bleiben und nicht verbiegen. Zur Sicherstellung dieser Eigenschaften werden die Kontaktkörper, zwischen denen die thermoelektrischen Module liegen, mit Schrauben verbunden und ein gleichmäßiger Anpressdruck aufgebracht. Diese soll nach Herstellerangaben zwischen 130 und 150 N/cm^2 betragen (Ferrotec-Nord, 2017a).

Am Austritt des thermoelektrischen Wärmeübertragers wird ein zusätzliches Gebläse der Firma Systemair Typ KBT 250 eingebaut (vergleiche Abbildung 5.3). Mit diesem sollen zum einen die zusätzlichen Druckverluste im System ausgeglichen werden. Zum anderen wird hiermit ein höherer Volumenstrom der Prozessluft realisiert.

Zur besseren Einflussnahme auf den thermischen Verlauf des Gesamtprozesses wird das verbaute Lüftergebläserad entfernt und durch einen extern angesteuerten Lüfter der Firma ebm-papst vom Typ R3G190-RC05-03 ersetzt. Dieser wird am Lufteinlass an der Trockner rückwand angebaut, wodurch sich die Strömungsrichtung der Kühlluft im Luftkühler umkehrt.

Alle zusätzlich in den Prozessluftkreislauf integrierten Komponenten sind mit flexiblem Isolationsrohr miteinander verbunden. Damit soll der zwischen den Komponenten auftretende Wärmeverlust gering gehalten werden.

5.3 Messstellen, Sensorik und Messfehler

Die Messstellen sind in Abbildung 5.3 mit Symbolen nach DIN EN ISO 10628 für die jeweiligen Messgrößen markiert.

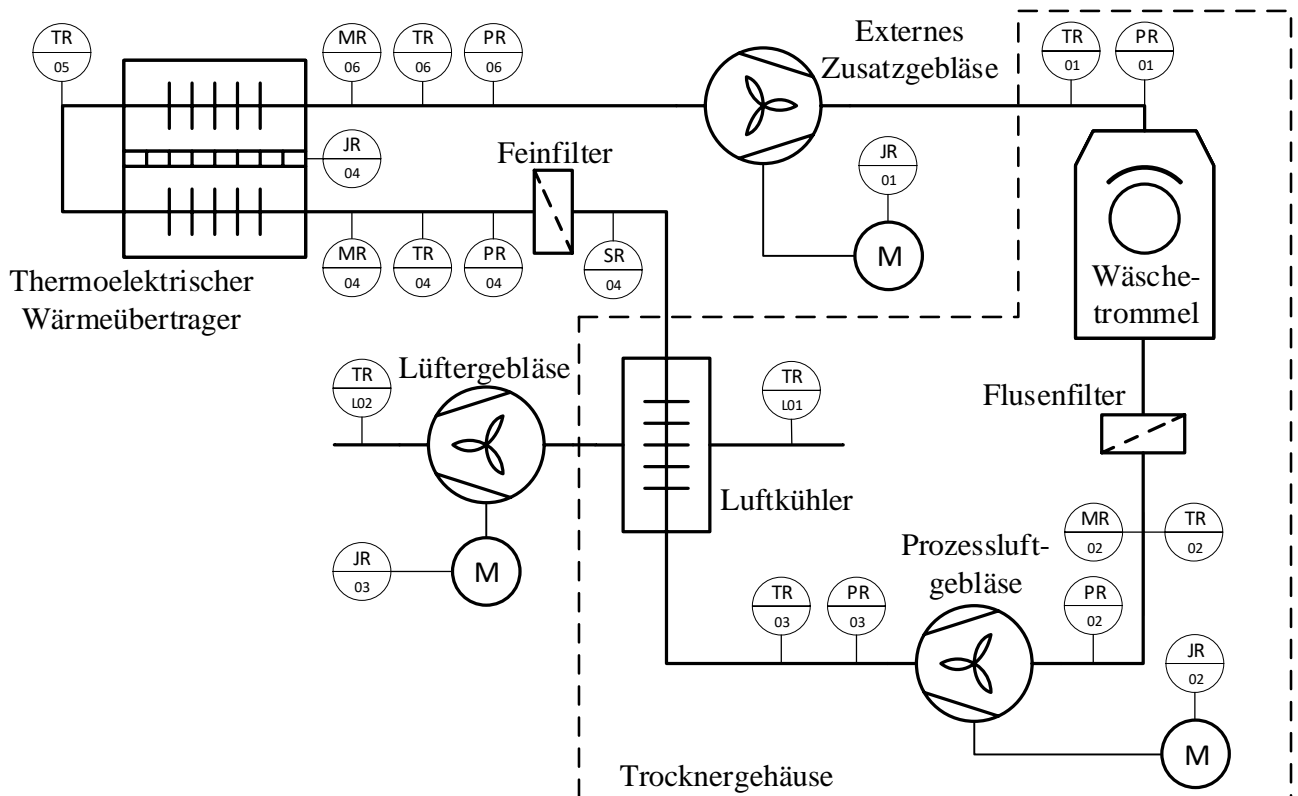


Abbildung 5.3: Messaufbau des thermoelektrischen Wäschetrockners.

Alle Messungen werden mit einem Messdatenerfassungssystem des Typs SCXI der Firma National Instruments durchgeführt. Es werden drei analoge Messmodule des Typs SCXI-1102 genutzt. Zwei Module werden mit der für Thermoelemente spezialisierten Anschlusseinheit SCXI-1303 zur Temperatureaufnahme verwendet. Das dritte Modul wird mit der Anschlusseinheit SCXI-1300 zur Erfassung analoger Spannungssignale der Messumformer für Luftfeuchtigkeit, Druck und elektrischer Gesamtleistung des Trockners verwendet. Die Schrittmotorsteuerung des Lüftergebläses wird über ein analoges Spannungssignal angesteuert. Hierfür wird ein Modul USB-6009 der Firma National Instruments verwendet. Da alle 12 installierten TE-Module elektrisch parallel verschaltet sind, werden zwei Netzteile zur Einstellung der Stromstärke der thermoelektrischen Module verwendet. Dies ist zum einen ein Netzteil der

Firma ISO-TECH des Typs IPS 2050. Die Spannung wird über ein Multimeter der Firma Agilent vom Typ 34410A mit einer Genauigkeit von $\pm 0,0005\%$ des Messwerts $+ 0,0005\%$ des Messbereichs gemessen. Zum anderen wird ein Netzteil der Firma Elektro-Automatik des Typs EA-PS 8500-60 3U eingesetzt. Die Genauigkeit der analogen Schnittstelle wird mit $0,2\%$ angegeben.

Das Messdatenerfassungssystem und die beiden Netzteile sind jeweils per USB mit dem Messcomputer verbunden und das Auslesen der Werte geschieht mit einer Abtastrate von 1 Hz . Die Messdatenverarbeitung erfolgt mit der Datenerfassungssoftware LabView.

Für die Temperaturmessung werden Typ-K Thermoelemente verwendet. Für Messungen zwischen zwei Oberflächen werden Mantelthermoelemente in dafür eingearbeitete Nuten gesetzt. In der Prozessluft werden jeweils in Mehrfachanordnung Drahtthermoelemente verwendet und zur Messung von Oberflächentemperaturen werden Oberflächenthermoelemente eingesetzt. In Thermoelementen wird eine Thermospannung durch das Anliegen einer Temperaturdifferenz zwischen ihren beiden Enden erzeugt. Da diese Spannung proportional zur Temperaturdifferenz ist, muss zur Bestimmung der absoluten Temperatur zusätzlich die Temperatur der Anschlussstelle am Messgerät gemessen werden. Die Anschlusseinheiten SCXI-1303 verwenden hierfür eine interne Kaltstellenkompensation mit einer angegebenen Genauigkeit von $\pm 0,85\text{ K}$. Die Messunsicherheit der Thermoelemente selbst wird mit $\pm 1,1\text{ K}$ vom Hersteller angegeben. Für die Druckmessung werden Differenzdrucksensoren der Firma Kalinsky des Typs DS2 und DMU4 verwendet. Die bis 500 Pa Relativdruck einsetzbaren Drucksensoren DMU4 besitzen eine Messunsicherheit von $\pm 3,5\text{ Pa}$. Die bis 500 Pa Relativdruck einsetzbaren Drucksensoren DS2 besitzen eine Messunsicherheit von $\pm 4\text{ Pa}$. Beide Sensortypen beruhen auf der Widerstandsänderung von Metall-Dünnschicht-Dehnungsmessstreifen.

Für die Messung der elektrischen Leistung werden zwei digitale Messgeräte der Firma Lumel des Typs N27P eingesetzt. Der Messbereich von $-32,29\text{ kW}$ bis $+32,29\text{ kW}$ wird mit einer allgemeinen Messunsicherheit von $\pm 0,5\%$ vom Messbereich angegeben. Über eine Kalibrierung mit dem Leistungsmessgerät Energy Check 3000 der Firma Voltcraft konnte über den zeitlichen Trocknungsverlauf eine maximale Abweichung von 30 W gemessen werden. Die Messunsicherheit der Leistungsmesser der Firma Lumel kann somit auf $\pm 0,125\%$ des Messbereichs eingegrenzt werden, was maximal 40 W entspricht.

Die Feuchtemessung im Kondensationstrockner erfolgt mit Feuchtesensoren der Firma E+E Elektronik. Ein Feuchtesensor ist vom Typ EE23 und besitzt einen Einsatzbereich von -40 bis $+120^\circ\text{C}$. Die Messunsicherheit wird mit $\pm(1,4 + 0,001 \cdot \text{Messwert})\%$ relativer Feuchte im Messbereich von -25 bis $+70^\circ\text{C}$ angegeben. Dieser Sensor wird am Trommelaustritt angebracht. Der zweite Sensor ist vom Typ EE31 und besitzt einen Einsatzbereich von -40 bis $+180^\circ\text{C}$. Die Messunsicherheit wird mit $\pm(1,4 + 0,001 \cdot \text{Messwert})\%$ relativer Feuchte im Messbereich von -40 bis $+180^\circ\text{C}$ angegeben. Dieser Feuchtesensor wird am Trommeleintritt hinter dem

Heizregister eingebaut. Beide Feuchtesensoren messen in einem abgesetzten Miniaturfühler aus Edelstahl zusätzlich zur Feuchte die Temperatur. Diese wird mit einem Pt1000 Sensor bei einer angegebenen Messunsicherheit von $\pm(0,3 + 0,005 \cdot \text{Messwert} [^{\circ}\text{C}])$ erfasst. Die beiden Miniaturfühler werden über Kabelverschraubungen in den Luftkreislauf gesetzt.

Zur Feuchtemessung des thermoelektrischen Wäschetrockners werden am Trommelaustritt und der Umgebung Sensoren der Firma Michell des Typs Hygrosmart I7000XP verwendet. Ihr Einsatzbereich liegt zwischen -40 bis $+85^{\circ}\text{C}$ und die relative Feuchte (rF) wird mit einer Genauigkeit von $\pm 1\%$ im Bereich von 5 bis 95 % rF angegeben. Weiterhin werden am Eintritt und Austritt des thermoelektrischen Wärmeübertragers Feuchtesensoren der Firma Vaisala vom Typ HMT317 eingesetzt. Temperatursensoren vom Typ Pt100 messen in räumlich getrennten Miniaturfühlern die Temperatur im Messbereich zwischen -70°C und $+180^{\circ}\text{C}$ bei einer Messunsicherheit von $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. Die Feuchtesensoren besitzen eine beheizte Sonde zur Messung hoher Feuchten. Die Messunsicherheit für Temperaturen oberhalb von 40°C wird mit $\pm(1,5 + 0,015 \cdot \text{Messwert})\%$ rF angegeben. Die Feuchte- und Temperatursensoren werden über Kabelverschraubungen in den Luftkreislauf gesetzt.

Die Luftgeschwindigkeit wird mit einem Strömungsmessumformer vom Typ EE75 der Firma E+E Elektronik gemessen. In diesem wird über das Prinzip der thermischen Anemometrie aus der Temperaturänderung eines stromdurchflossenen Drahtes auf die Strömungsgeschwindigkeit geschlossen. Dieser Sensor wird im Folgenden als *Hitzdrahtanemometer* bezeichnet. Der Einsatzbereich des Messfühlers liegt zwischen -40 und $+120^{\circ}\text{C}$. Die Messunsicherheit der Luftgeschwindigkeit wird mit $\pm(0,2 \text{ m/s} + 0,001 \cdot \text{Messwert})$ angegeben. Die Messunsicherheit der Temperatur wird mit $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ bei 20°C angegeben.

Im Prüfstand zur Messung des Prozessluftvolumenstroms im folgenden Abschnitt wird ein Coriolis-Massendurchflussmesser vom Typ CMF025M/L der Firma Emerson in Kombination mit dem Signaltransmitter vom Typ 2700 der Firma Emerson verwendet. Die Messunsicherheit des Massenstroms wird mit $\pm 0,001 \cdot \text{Messwert} [g/s]$ angegeben, wobei eine zusätzliche Temperatureinwirkung von $\pm 0,0001 g/s$ pro K Temperaturabweichung von der Kalibrierungstemperatur auftreten kann. Die Messunsicherheit der Temperatur mit $\pm 1^{\circ}\text{C} \pm 0,005 \cdot \text{Messwert} [^{\circ}\text{C}]$ angegeben.

Die Messunsicherheiten, die in dieser Arbeit angegeben werden, sind alle normalverteilte Messunsicherheiten gemäß (Jcgm, 2008) berechnet für ein Konfidenzintervall von 68,27 %.

5.4 Messung des Prozessluftvolumenstroms

Zur Modellvalidierung in Kapitel 7 muss die Energiebilanz im thermoelektrischen Wärmeübertrager aufgestellt werden. Zur möglichst genauen Berechnung der Wärmeströme, die von der Prozessluft bzw. an die Prozessluft fließen, ist die Kenntnis über den vorliegenden Prozessluft-

volumenstrom notwendig. Um diesen zu erfassen, wird im Messaufbau des thermoelektrischen Wäschetrockners nach Abbildung 5.3 an der Position zwischen Luftkühleraustritt und TEWÜ Eintritt die Luftgeschwindigkeit gemessen. Aufgrund der unbekannten Strömungsverhältnisse im Luftkanal des Trocknungskreislaufs ist unklar, ob aus der Messung an einer Stelle des Rohrquerschnitts auf die mittlere Luftgeschwindigkeit geschlossen werden kann.

Mithilfe der im Folgenden vorgestellten Kalibrierungsmessung soll diese Messmethode für die Messung im Wäschetrockner validiert werden. In diesem Messaufbau wird bei konstantem Luftstrom in regelmäßigen örtlichen Abständen über den Strömungsquerschnitt die Luftgeschwindigkeit gemessen und damit ein Strömungsprofil erzeugt. Durch Aufsummieren der Ringflächen kann durch Multiplikation mit der Querschnittsfläche und der mittleren Luftdichte bei der gemessenen Temperatur auf den vorliegende Luftmassenstrom geschlossen werden. Der Messaufbau ist in Abbildung 5.4 skizziert und wird im Folgenden näher erläutert.

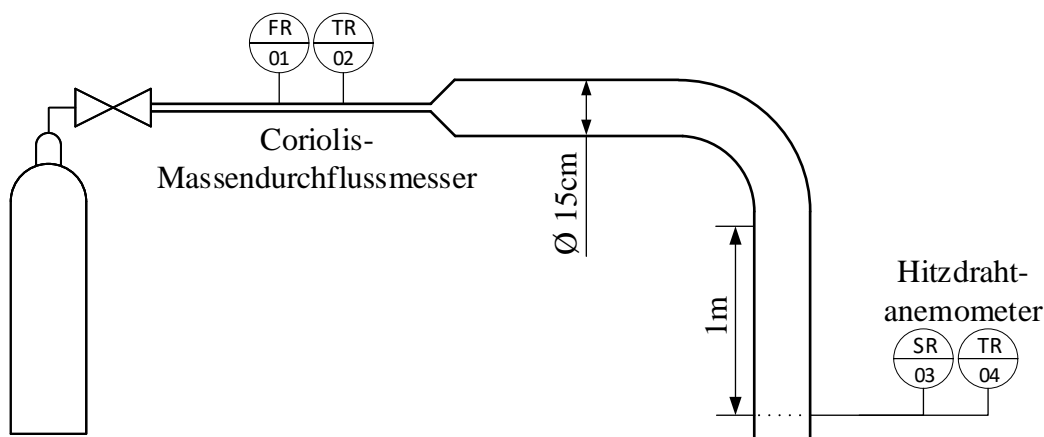


Abbildung 5.4: Skizze des Strömungsprüfstands zur Kalibrierung des Hitzdrahtanemometers. Mit der Umlenkung wird die Luftführung des Prototypenprüfstands nachgestellt.

Zur Bereitstellung eines konstanten Luftstroms werden Druckgasflaschen verwendet, die mit Stickstoff gefüllt sind. Der Stickstoff durchläuft zunächst einen Coriolis-Massendurchflussmesser bei einem geringeren Rohrdurchmesser. Hier wird der durchfließende Massenstrom und die vorliegende Temperatur erfasst. Nach Verlassen des Durchflussmessers wird der Querschnitt erweitert und um 90° umgelenkt. Die Umlenkung ist eingebaut, da diese bei der Messung im Luftpfad des Wäschetrockners auftritt. Etwa 10 cm vor Austritt des Stickstoffs wird in dem etwa 1 Meter langen Rohr die Luftgeschwindigkeit und die Temperatur mit dem Hitzdrahtanemometer gemessen. In gleichmäßigem Abstand über den Rohrquerschnitt wird ein zeitlicher Mittelwert der lokalen Luftgeschwindigkeit gemessen. Hierbei unterscheiden sich in allen durchgeführten Messungen der Mittelwert der Luftgeschwindigkeit und die Luftgeschwindigkeit in der Mitte des Rohres um maximal 6,5 %. Die gemittelte Luftgeschwindigkeit wird

über das jeweilige Rohrstück integriert, um den Volumenstrom zu erhalten. Dieser wird mit der Luftdichte bei gemessener Temperatur multipliziert und mit dem gemessenen Massenstrom des Coriolis-Massendurchflussmessers verglichen.

In der folgenden Abbildung 5.5 sind die beiden Massenströme und ihre Messunsicherheiten angegeben. Die Messunsicherheit des Coriolis-Massendurchflussmessers liegt bei maximal $0,34 \text{ g/s}$ und ist deshalb nicht eingezeichnet. Es ist erkennbar, dass die Messwerte von Coriolis-Massendurchflussmesser und Hitzdrahtanemometer im Rahmen der Messungenauigkeit übereinstimmen.

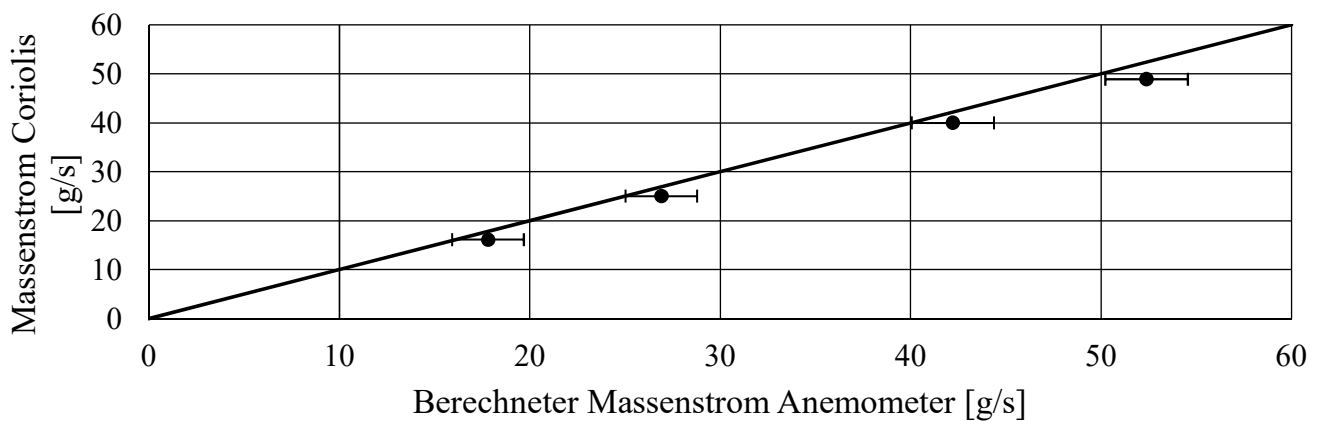


Abbildung 5.5: Kalibrierung des Hitzdrahtanemometers. Die Abweichungen zwischen Massenstromsensor und Hitzdrahtanemometer liegen im Bereich der Messabweichung.

5.5 Messung thermoelektrischer Module

Für die in dem Prototypen eingesetzten thermoelektrischen Module sind vom Hersteller zum einen temperaturabhängige Materialwerte für die eingesetzten Halbleiter gegeben (siehe Anhang A.3). Zum anderen sind charakteristische Werte des Moduls wie maximal gemessene Temperaturdifferenz am Modul oder maximal erzielbare Kälteleistung auf einem Datenblatt zusammengestellt (siehe Abbildung A.2). Diese vom Hersteller angegebenen Daten sind unter nahezu idealen Bedingungen gemessen. Es ist angegeben, dass die Messung im Vakuum durchgeführt wurde. Über die thermische Anbindung des Moduls liegen keine detaillierten Informationen vor. In diesem Kapitel werden diese Herstellerangaben nicht weiter verwendet, sondern eigene Messungen durchgeführt.

Um die im thermoelektrischen Wärmeübertrager eingebauten Module zu charakterisieren, wird ein zusätzlicher Prüfstand erstellt. In diesem werden bei konstanter Modulstromstärke die Temperaturen bei unterschiedlichen Kälteleistungen ermittelt. Der Aufbau des Prüfstands ist in Abbildung 5.6 skizziert. Zur Ermittlung der Wärmeströme sind Temperatursensoren am

Prüfstand angebracht. Ihre Positionen sind in der Abbildung durch schwarze Punkte gekennzeichnet.

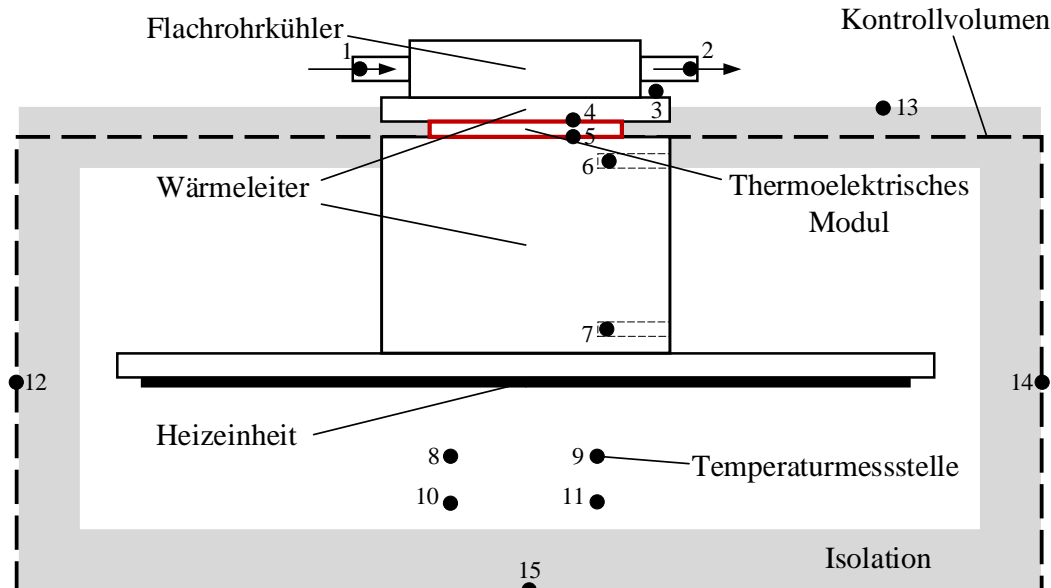


Abbildung 5.6: Skizze des Modulprüfstands. Die schwarzen Punkte markieren die Messstellen der Temperatursensoren.

In einem isolierten Kontrollvolumen wird ein Wärmestrom durch eine Heizeinheit erzeugt. Dieser wird über einen Wärmeleiter zur kalten Seite des TE-Moduls (5) transportiert. Auf der warmen Seite des Moduls (4) wird über einen weiteren Wärmeleiter ein Wärmestrom an die Umgebung abgegeben. Über einen Flachrohrkühler wird die Wärme an ein zirkulierendes Kühlmittel übertragen. Das Kühlmittel wird über ein Prozessthermostat auf eine Temperatur geregelt, um die Warmseitentemperatur des Moduls konstant zu halten.

Im stationären Zustand ist der von der Heizeinheit durch den Wärmeleiter an das thermoelektrische Modul fließende Wärmestrom gleich der Kühlleistung des Moduls \dot{Q}_k abzüglich des Wärmestroms an die Umgebung. Abhängig von der vorliegenden Stromstärke des Moduls und der Größe der Kühlleistung stellt sich eine Temperaturdifferenz zwischen der kalten und warmen Modulseite ein.

Am unteren Wärmeleiter ist ein Thermoelement 5 mm oberhalb der Heizeinheit in einer Bohrung im Wärmeleiter angebracht (7). Ein Differenzthermoelement ist zudem zwischen dieser Bohrung und einer weiteren Bohrung 5 mm unterhalb des thermoelektrischen Moduls platziert (6). Zwei Mantelthermoelemente mit einem Sondendurchmesser von $0,25\text{ mm}$ sind in Nuten der Wärmeleiter an den Kontaktflächen des thermoelektrischen Moduls zur Messung der Oberflächentemperatur montiert (4/5). Über ein Oberflächenthermoelement wird die Temperatur auf der Oberseite des oberen Wärmeleiters gemessen (3). Die restlichen Thermoelemente sind einfache Drahtthermoelemente des Typs K.

Zur Ermittlung des vom thermoelektrischen Modul aufgenommenen Wärmestroms \dot{Q}_k wird die zwischen (6) und (7) gemessene Temperaturdifferenz und der thermische Widerstand R_{th} des Wärmeleiters zwischen den Messstellen verwendet:

$$\dot{Q}_k = \frac{\Delta T_{7-6}}{R_{th}} \quad (5.1)$$

Der thermische Widerstand berechnet sich hierbei zu

$$R_{th} = \frac{d}{\lambda \cdot A} \quad (5.2)$$

d bezeichnet dabei den Abstand zwischen Messstelle (6) und (7). λ ist die Wärmeleitfähigkeit des Wärmeleiters und A gibt die Querschnittsfläche des Wärmeleiters an.

Zur Validierung von \dot{Q}_k wird die stationäre Energiebilanz für die Kühlbox aufgestellt.

$$0 = \dot{Q}_{Heizeinheit} - \dot{Q}_{Umgebung} - \dot{Q}_k \quad (5.3)$$

Im stationären Zustand muss also die Differenz zwischen zugeführter Heizleistung $\dot{Q}_{Heizeinheit}$ und Verlustwärmestrom an die Umgebung $\dot{Q}_{Umgebung}$ den Wärmestrom an das thermoelektrische Modul ergeben. Zur Berechnung des Verlustwärmestroms werden mehrere Dauermessungen durchgeführt. Aus dem zeitlichen Verlauf der Innentemperatur bezogen auf die Umgebungstemperatur kann nach

$$\dot{Q}_{Umgebung} = kA \cdot (T_{Luft,Kontrollvolumen} - T_{Umgebung}) \quad (5.4)$$

ein kA -Wert ermittelt werden.

Es werden Messungen am Modul TM-241-1.6-28.0MM der Firma Ferrotec Nord Corporation durchgeführt, die auch im thermoelektrischen Wärmeübertrager montiert sind. Im stationären Zustand liegt auf der warmen Modulseite eine konstante Temperatur von 50 °C vor. In Abbildung 5.7 ist der Verlauf der Kühlleistung über der am Modul vorliegenden Temperaturdifferenz für verschiedene Modulstromstärken aufgetragen.

In Abbildung 5.8 sind die gemessenen Spannungs-Strom-Kennlinien dargestellt. Aus den Informationen von Abbildung 5.7 und 5.8 kann der quadratische Zusammenhang zwischen der Kälteleistung und der Stromstärke für eine vorliegende Temperaturdifferenz abgeleitet werden. In Abbildung 5.9 ist die Kühlleistung über der Stromstärke bei unterschiedlichen Temperaturdifferenzen aufgetragen.

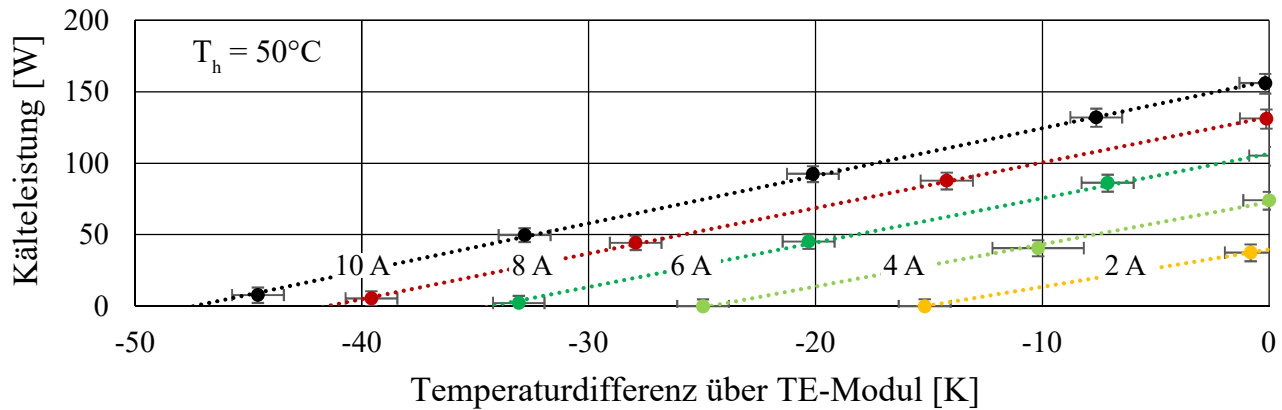


Abbildung 5.7: Gemessene Kälteleistung über der am Modul vorliegenden Temperaturdifferenz bei verschiedenen Stromstärken.

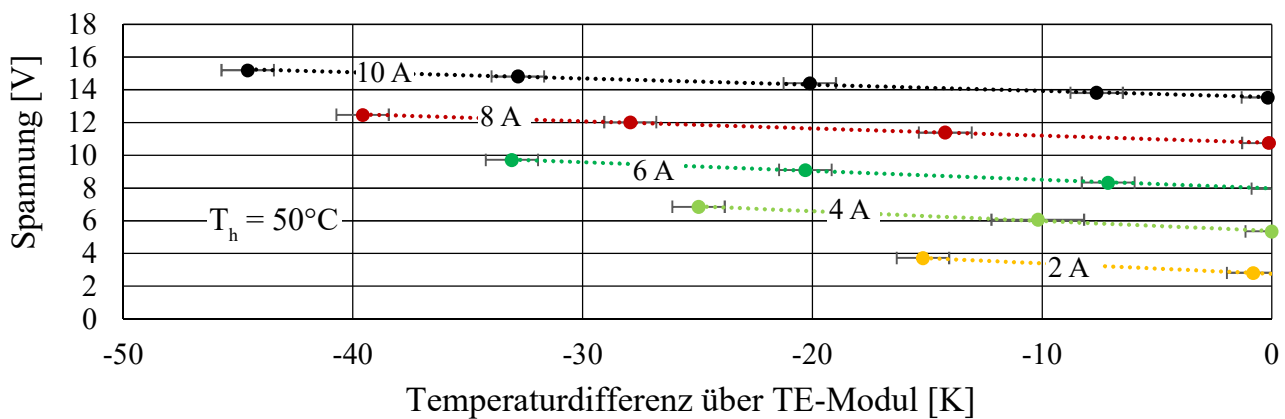


Abbildung 5.8: Gemessene Spannung über der am Modul vorliegenden Temperaturdifferenz bei verschiedenen Stromstärken.

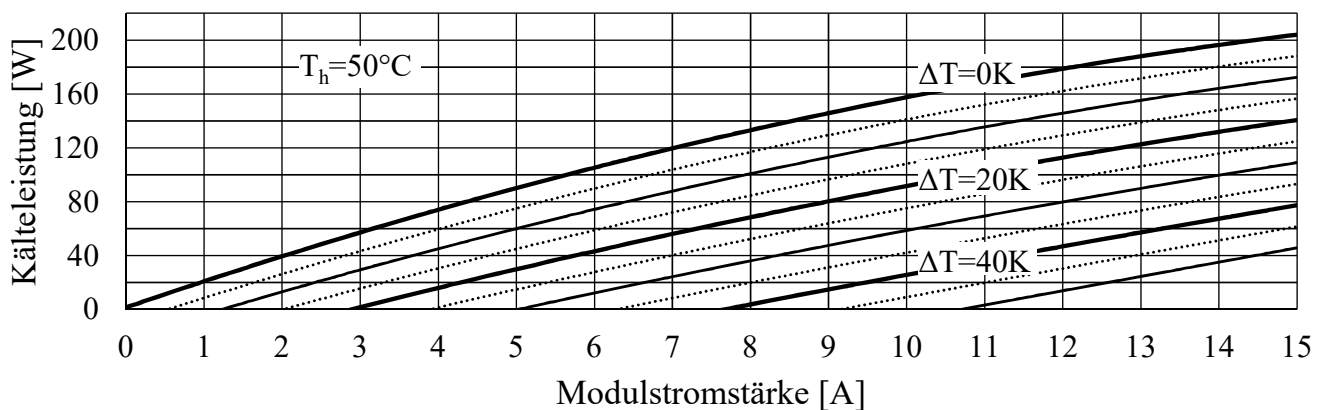
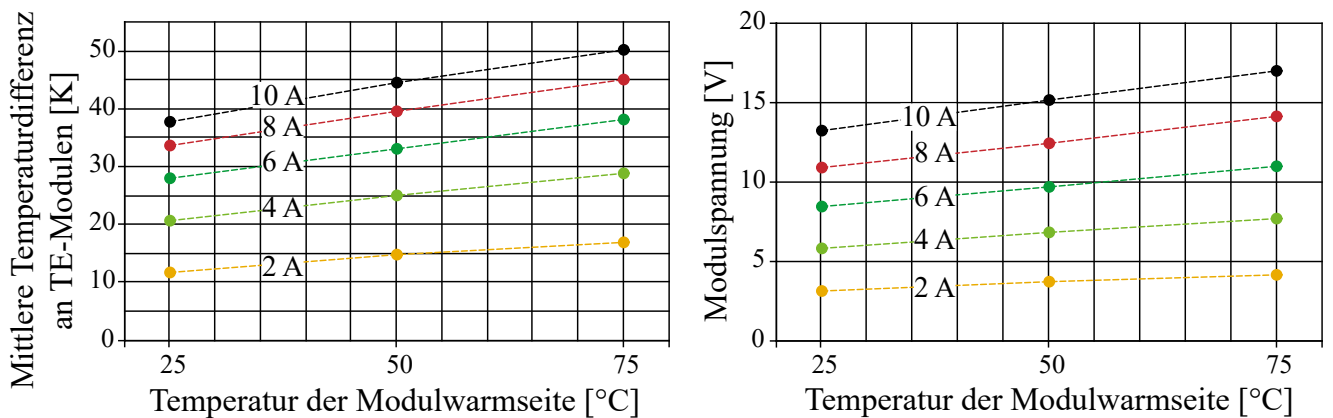


Abbildung 5.9: Verlauf der Kälteleistung über der Stromstärke des Moduls für unterschiedliche Modultemperaturdifferenzen.

Wie in Kapitel 3 erwähnt, sind die Materialeigenschaften der thermoelektrischen Module abhängig von der vorliegenden Temperatur. In einer weiteren Messreihe wird bei drei unterschiedlichen Warmseitentemperaturen des Moduls und Einstellung von verschiedenen Stromstärken der maximale Temperaturhub unter stationären Bedingungen gemessen. In Abbildung 5.10a ist die am Modul vorliegende Temperaturdifferenz bei verschiedene Warmseitentemperaturen (25, 50, 75 °C) des Moduls aufgetragen.

Liegt an den Modulen die maximal erreichbare Temperaturdifferenz vor, wird von den Modulen kein Wärmestrom aufgenommen. Dieser Fall stellt damit eine Grenzbetrachtung dar oberhalb dessen keine Wärme aufgenommen werden kann. Je höher die Modultemperatur bei einer konstanten Stromstärke ist, desto größere Temperaturdifferenzen sind erreichbar.

Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Materialien ändert sich auch der Modulwiderstand. Mit steigender Temperatur nimmt das TE-Modul bei konstanter Stromstärke eine höhere Leistung auf. In Abbildung 5.10b ist zur Illustration die anliegende Modulspannung bei verschiedenen Warmseitentemperaturen für die betrachteten Modulstromstärken dargestellt.



(a) Gemessene maximale Temperaturdifferenz der (b) Gemessene Modulspannung bei verschiedenen TE-Module bei verschiedenen Warmseiten- Warmseitentemperaturen. temperaturen.

Abbildung 5.10: Moduleigenschaften bei verschiedenen Warmseitentemperaturen.

Obwohl sich mit steigender Temperatur die Leistungsaufnahme der Module erhöht, verbessern sich die Materialeigenschaften der Module und es können bei höheren Modultemperaturen größere Temperaturdifferenzen bzw. größere Kälteleistungen erzielt werden. Der thermoelektrische COP der Module verbessert sich folglich mit steigender Temperatur.

Diese Effekte liegen vor, so lange der thermoelektrische Gütefaktor ZT mit der Temperatur ansteigt. Für das in den Modulen verwendete Material liegt das Maximum des ZT -Wertes ungefähr bei 90 °C (vergleiche Abbildung A.6). Die aus den durchgeführten Messungen beobachteten Effekte finden also für die thermoelektrische Wäschetrocknung Anwendung so lange die mittlere Temperatur der Module unter 90 °C bleibt.

5.6 Messung des gesamten Trockengangs

Bei der Messung des thermoelektrischen Wäschetrockners werden die Werkeinstellungen der Elektronik des vorliegenden Kondensationstrockners beibehalten. Die Elektronik des Wäschetrockners wird über den Feuchtegrad der Wäsche und die Temperaturen am Trommelein- und -austritt gesteuert. Der Feuchtegrad wird durch eine Widerstandsmessung der Wäsche zwischen einem der Aufnehmer und dem Trommelkörper gemessen.

Die Messung wird nach dem in der Europäischen Norm 61121 beschriebenen Prüfverfahren für volle Beladung durchgeführt (DIN EN, 2013). Vor der Messung wird die Wäsche homogen in einer Waschmaschine befeuchtet und auf einen Wassergehalt von rund 60 % des Wäschegehalts gebracht. Bei 7 kg Wäsche beträgt die Wassermenge somit 4,2 l. Es wird das Verhalten eines sogenannten Kaltstarts untersucht, also ohne eine vorige Erwärmung von Komponenten durch einen vorher stattfindenden Trockengang. Bei der Ermittlung von Energieaufnahme und Trockendauer werden die gewonnenen Werte um die Abweichung der Anfangsfeuchte χ_a und Endfeuchte χ_e der Wäsche von der Norm bereinigt. Die Differenz der Trockenmasse der verwendeten Wäsche m_{ist} zum Sollwert m_{soll} von 7 kg wird zudem berücksichtigt. Die gemessene Trockendauer und Energieverbrauch werden mit dem folgenden Betrag multipliziert:

$$\frac{m_{soll} \cdot (\chi_{soll,a} - \chi_{soll,e})}{m_{ist} \cdot (\chi_{ist,a} - \chi_{ist,e})}$$

Wie bereits erwähnt, ist zur Erhöhung des Prozessluftvolumenstroms ein zusätzliches Gebläse in den Luftkreislauf integriert (vergleiche Abbildung 5.3). Dieses Gebläse ermöglicht einen deutlich höheren Volumenstrom als es in am Markt verfügbaren Trocknern üblich ist. Die damit einhergehende höhere Leistungsaufnahme erhöht überdurchschnittlich den Energieverbrauch des Trockners. Zur Ermittlung der Leistungsaufnahme eines potentiellen thermoelektrischen Serientrockners wird deshalb der Energieverbrauch sowohl mit als auch ohne das zusätzliche Gebläse angegeben. Sobald der Wäschetrockner eingeschaltet ist, werden sowohl externes Prozessluftgebläse als auch das Lüftergebläse direkt zugeschaltet. Die Elektronik des Kondensationstrockners sendet nach ca. 60 Sekunden ein Signal zum Anschalten des Heizregisters. Sobald dieses Signal gesendet wird, werden die thermoelektrischen Module mit Leistung versorgt. Gegen Ende des Trockengangs fällt die Wäscherestfeuchte unter einen gewissen Wert und ein Signal zum Abschalten des Heizregisters wird gesendet. Die restliche Zeit bevor das Endsignal ertönt und der Trockner abschaltet dient der Abkühlung der Wäsche.

6 Modellierung eines thermoelektrischen Wäschetrockners

Im folgenden Kapitel wird die Modellierung des vorgeschlagenen Systems eines thermoelektrischen Wäschetrockners für den Haushalt beschrieben. Für die Systemmodellierung wird die objektorientierte, gleichungsbasierte Modellierungssprache Modelica verwendet und als Entwicklungsumgebung das Softwareprogramm *Dymola* der Firma Dassault Systèmes S.A. benutzt. Zur Modellierung der Komponenten thermodynamischer Systeme wird zusätzlich die Modelica-Komponentenbibliothek *TIL* in Kombination mit der Stoffdatenbank *TILMedia* der TLK-Thermo GmbH und des Instituts für Thermodynamik der TU Braunschweig eingesetzt (Tegethoff, 1999; Richter, 2008; Schulze, 2014).

In Abbildung 6.1 ist das Simulationsmodell des gesamten Trocknungssystems dargestellt, welches strukturell auf Alpögger (2018) aufbaut.

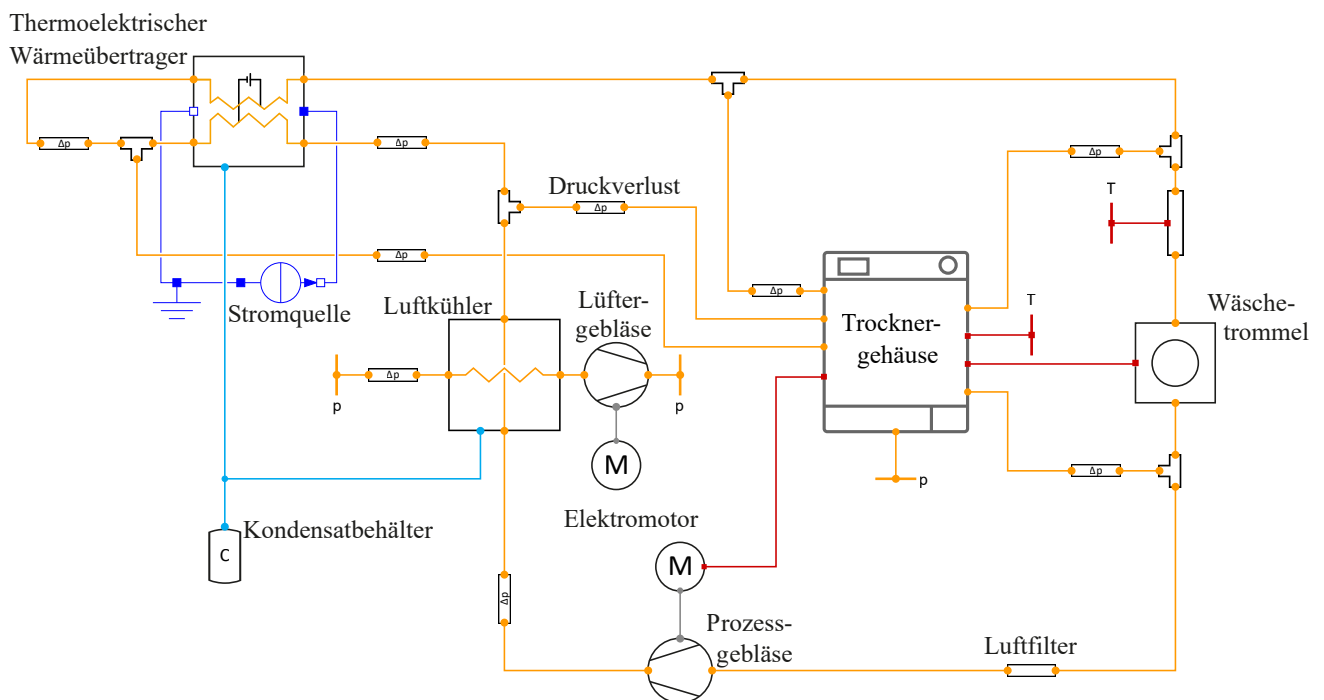


Abbildung 6.1: Simulationsmodell des thermoelektrischen Wäschetrocknersystems mit allen eingesetzten Komponenten.

In den folgenden Abschnitten werden die wichtigsten Komponentenmodelle des thermoelektrischen Wäschetrocknersystems näher beschrieben. Zwei Komponenten, die zusätzlich in detaillierten Modellen Verwendung finden, sind Luftleckageströme und ein Kondensatbehälter.

Luftleckageströme werden je nach vorliegender lokaler Druckdifferenz zur Umgebung abgeschätzt und über den Feuchteverlust angepasst. Das Gehäuse und zusätzlich die Rückwand sind thermisch mit der Umgebung verbunden. Im Behälter wird das in den Wärmeübertragern ausfallende Kondensat gesammelt. Hiermit wird der auftretende Feuchteverlust berechnet.

6.1 Wäschetrommel

Die Komponente Wäschetrommel beinhaltet den Trommelkörper, die darin enthaltene wasserbeladene Wäsche und die vorliegende Luft. Zwischen Wäsche und Luft findet gleichzeitig ein Wärme- und Stofftransport statt. Ein Wärmestrom $\dot{Q}_{Wäsche}$ fließt von der Luft zur Wäsche. Der Stofftransport erfolgt durch einen Wassermassenstrom \dot{m}_D des aus der Wäsche verdampften Wassers. In dem Modell werden zur Berechnung aller Werte deshalb zwei Bilanzräume aufgestellt (Deans, 2001; Alpögger, 2018). Die Modellstruktur ist in Abbildung 6.2 dargestellt.

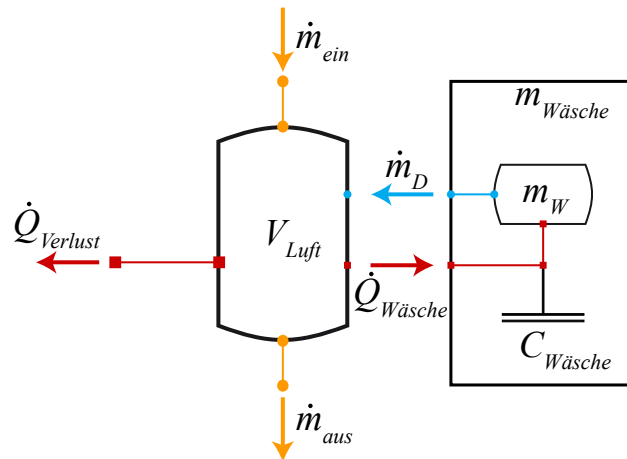


Abbildung 6.2: Modellstruktur der Wäschetrommel. Mit Hilfe zweier Bilanzräume kann das Verhalten abgebildet werden (In Anlehnung an Alpögger u. Tegethoff (2018)).

Die Bilanzgleichungen für das Luftvolumen lauten:

$$\text{Massenbilanz} \quad \frac{dm_{Luft}}{dt} = \frac{d\rho_{Luft}}{dt} \cdot V_{Luft} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus} + \dot{m}_D \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} \text{Energiebilanz} \quad m_{Luft} \cdot \frac{dh_{Luft}}{dt} &= \dot{m}_{ein} \cdot h_{ein} - \dot{m}_{aus} \cdot h_{aus} + \dot{m}_D \cdot h_D \\ &+ V_{Luft} \cdot \frac{dp}{dt} - \dot{Q}_{Wäsche} - \dot{Q}_{Verlust} \end{aligned} \quad (6.2)$$

Hierbei bildet V_{Luft} das Luftvolumen des Trommelkörpers ab und $\dot{Q}_{Verlust}$ bezeichnet den Verlustwärmestrom an die Umgebung. h_D bezeichnet die spezifische Enthalpie des Dampfes. Die Masse der Wäsche $m_{Wäsche}$ wird definiert als Summe aus Masse der trockenen Wäsche

$m_{Wäsche,tr}$, der Masse des gebundenen Wassers m_W und des Trommelkörpers $m_{Trommel}$.

$$m_{Wäsche} = m_{Wäsche,tr} + m_W + m_{Trommel} \quad (6.3)$$

Die Bilanzgleichungen für das Wäschevolumen lauten:

$$\text{Massenbilanz} \quad \frac{dm_{Wäsche}}{dt} = \frac{dm_W}{dt} = -\dot{m}_D \quad (6.4)$$

$$\text{Energiebilanz} \quad \frac{dU_{Wäsche}}{dt} = \dot{Q}_{Wäsche} - \dot{m}_D \cdot \Delta h_D \quad (6.5)$$

Dabei ist Δh_D die Verdampfungsenthalpie des Wassers. Außerdem beeinflussen mehrere thermische Massen die zeitliche Änderung der inneren Energie der Wäsche:

$$\frac{dU_{Wäsche}}{dt} = \frac{dT_{Wäsche}}{dt} \cdot C_{Wäsche} \quad (6.6)$$

$$= \frac{dT_{Wäsche}}{dt} \cdot (m_{Wäsche,tr} \cdot c_{Wäsche,tr} + m_W \cdot c_W + m_{Trommel} \cdot c_{Trommel}) \quad (6.7)$$

Der Wärmestrom, der von der Luft zur Wäsche fließt, berechnet sich zu:

$$\dot{Q}_{Wäsche} = \alpha A_{Wäsche} \cdot (T_{Luft} - T_{Wäsche}) \quad (6.8)$$

Hierbei ist $A_{Wäsche}$ die gesamte Oberfläche aller Wäschestücke und α der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wäsche und Luft. $A_{Wäsche}$ wird für eine Wäschebelastung von 7 kg Wäsche entsprechend DIN EN 61121 bestimmt (DIN EN, 2013) und α wird durch Messungen am Kondensationstrockner kalibriert. Ihre Werte sind in Tabelle 6.1 aufgelistet.

Schließlich kann der Stofftransport, also der Wassermassenstrom des aus der Wäsche verdampften Wassers, über den Stoffübergangskoeffizienten β berechnet werden:

$$\dot{m}_D = \beta \cdot A_{Wäsche} \cdot \frac{p_{Luft,Wand}}{p_{Luft,Wand}} \cdot (a \cdot p_{s,Luft,Wand} - p_{pW,Luft}) \quad (6.9)$$

$p_{s,Luft,Wand}$ ist der Sättigungspartialdruck der Luft an der Wand und $p_{pW,Luft}$ der Partialdruck des Wasser der Luft in der Trommel. Mit a wird der Aktivitätskoeffizient bezeichnet, der in Deans (2001) definiert wird. a ist ein empirischer Korrekturfaktor, der das zeitliche Transportverhalten vom in der Wäsche enthaltenen Wasser an die Luft beinhaltet. Für Baumwolle, aus der die verwendete Normwäsche besteht, wird von Deans (2001) die folgende Berechnung unter Verwendung der aktuellen Wäscheuchte χ vorgeschlagen.

$$a = 1 - \frac{18 \cdot \chi + 2}{1 + 2^{(30 \cdot \chi)}} \quad (6.10)$$

Für die Berechnung des Stoffübertragungskoeffizienten kann in guter Näherung ideales Gas für die Luft angenommen werden (Baehr u. Stephan, 2006).

$$\beta = \frac{\alpha}{c_{Luft} \cdot \varrho_{Luft}} \quad (6.11)$$

Durch Einsetzen von Gleichung 6.11 in Gleichung 6.9 kann \dot{m}_D ohne die Angabe eines Stoffübergangskoeffizienten berechnet werden.

$$\dot{m}_D = \frac{\alpha}{c_{Luft} \cdot \varrho_{Luft}} \cdot A_{Wäsche} \cdot \frac{\varrho_{Luft,Wand}}{p_{Luft,Wand}} \cdot (a \cdot p_{s,Luft,Wand} - p_{p,W,Luft}) \quad (6.12)$$

6.2 Druckverluste

Durch diese Komponente wird ein im System auftretender Druckverlust dargestellt. Hierbei wird ein quadratisch vom Volumenstrom abhängiger Druckverlust angenommen. Bei bekanntem Volumenstrom berechnet sich der auftretende Druckverlust Δp über das 1. und 2. Affinitätsgesetz (Bommes u. a., 2002).

$$\Delta p = \Delta p_{nom} \cdot \frac{\varrho}{\varrho_{nom}} \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{nom}} \right)^2 \quad (6.13)$$

6.3 Luftfilter

Der Luftfilter stellt einen zusätzlich im System auftretenden Druckverlust dar. Über den Trocknungsverlauf setzt sich der Filter langsam mit Flusen zu und der Druckverlust steigt an. Wie bei der Druckverlustkomponente wird ein quadratisch vom Volumenstrom abhängiger Druckverlust angenommen. Die Veränderung des Zustandspunkts wird auf Basis der Affinitätsgesetze beschrieben (Bommes u. a., 2002).

6.4 Gebläse

Im Systemmodell sind zwei Gebläse modelliert. Das eine stellt das Prozessluftgebläse dar und sorgt für einen kontinuierlichen Luftstrom im Kreislauf. Dabei muss das Gebläse die auftretenden Druckverluste in den Komponenten überwinden. Der ansteigende Druckverlust im Filter verursacht eine Abnahme des Prozessluftvolumenstroms im Verlauf des Trockenvorgangs. Die Gebläsekennlinie des Prozessluftgebläses ist hierbei angelehnt an eine Gebläsekennlinie eines zum Vergleich herangezogenen Wärmepumpentrockners. Sie wird leicht über die Drehzahl angepasst, um bei vergleichbarem Luftvolumenstrom den zusätzlichen Druckhub über den

thermoelektrischen Wärmeübertrager zu gewährleisten. Dadurch wird sich auch eine leicht erhöhte Leistungsaufnahme ergeben. Das andere im Gesamtmodell vorhandene Gebläse ist das Lüftergebläse, was den Luftkühler je nach eingestellter Drehzahl mit einem Luftstrom versorgt. Da im Kondensationstrockner die Gebläseräder von Lüftergebläse und Prozessluftgebläse auf einer Welle liegen, wird über die Messung von Leistungsaufnahme und Luftgeschwindigkeit ein vergleichbares Gebläse ausgewählt. Ausgehend von einem eingestellten Nominalpunkt wird eine Veränderung des Zustands vom Nominalpunkt über die Affinitätsgesetze abgebildet (Bommes u. a., 2002, S. 35 f.). Die Bilanzgleichungen eines Luftgebläses lauten

$$\text{Massenbilanz} \quad 0 = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus} = \dot{m} \quad (6.14)$$

$$\text{Energiebilanz} \quad 0 = \dot{m}_{ein} \cdot h_{ein} - \dot{m}_{aus} \cdot h_{aus} + \underbrace{P_{Verlust} + P_{hyd}}_{P_{mech}} \quad (6.15)$$

P_{mech} ist die zugeführte mechanische Leistung. Sie setzt sich zusammen aus der hydraulischen Leistung P_{hyd} und der mechanischen Verlustleistung $P_{Verlust}$. P_{hyd} ist das Produkt aus Volumenstrom und anliegender Druckdifferenz.

$$P_{hyd} = \Delta p \cdot \dot{V} = \Delta p \cdot \dot{m} \cdot \varrho \quad (6.16)$$

Unter der Annahme einer isentropen Zustandsänderung kann die vorliegende Dichte ϱ als konstant angenommen werden. Der Massenstrom kann mit Hilfe des 1. und 2. Affinitätsgesetzes bei konstantem Durchmesser Verhältnis des Laufrades in Abhängigkeit des vorliegenden Druckhubs berechnet werden.

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \varrho = \frac{n}{n_{nom}} \cdot \dot{V}_{nom} \cdot \varrho \quad (6.17)$$

$$= \sqrt{\frac{\Delta p \cdot \varrho_{nom}}{\Delta p_{nom} \cdot \varrho}} \cdot \dot{V}_{nom} \cdot \varrho \quad (6.18)$$

Sind die Daten eines Nominalpunkts der Gebläsekennlinie gegeben, kann die Verlustleistung mit Hilfe des 3. Affinitätsgesetzes bei konstantem Durchmesser Verhältnis des Laufrades berechnet werden.

$$P_{Verlust} = P_{Verlust,nom} \cdot \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^3 \cdot \frac{\varrho}{\varrho(p_{nom}, T_{nom})} \quad (6.19)$$

$P_{Verlust,nom}$ wird über empirische Gleichungen basierend auf Sigloch (2013, S. 225 ff.) ermittelt. Die für die Beschreibung der Gebläsekennlinien notwendigen Größen sind in Tabelle 6.1 aufgelistet.

6.5 Elektromotor

Die verwendeten Gebläse werden über Elektromotoren angetrieben. Dabei werden die Verluste in Form von Wärme an die Umgebung abgegeben. Die mechanische Leistung P_{mech} wird dem Luftgebläse zugeführt.

$$P_{el} = P_{mech} + \dot{Q}_{Verlust} \quad (6.20)$$

Durch die Angabe eines Wirkungsgrads des Elektromotors η_M kann der Anteil an mechanischer Leistung und an Wärmeverlust $\dot{Q}_{Verlust}$ der elektrischen Gesamtleistung P_{el} berechnet werden.

$$P_{mech} = \eta_M \cdot P_{el} \quad (6.21)$$

$$\dot{Q}_{Verlust} = (1 - \eta_M) \cdot P_{el} \quad (6.22)$$

Der Wirkungsgrad wird in beiden Motoren auf einen Wert von 0,75 gesetzt (siehe Tabelle 6.1).

6.6 Trocknergehäuse

Das Gehäusemodell wird für den Fall eines Wärmepumpentrockners detailliert in der Dissertation von Alpögger (2018) vorgestellt. Diese Komponente beinhaltet das Gehäusematerial und das Luftvolumen im Gehäuse und stellt die Verbindung zwischen Prozessluftkreislauf und der Umgebung dar. Im Laufe des Trocknungsprozesses erwärmt sich das Gehäuse infolge einer Erwärmung der Prozessluft und einer Wärmeabgabe der Motoren. Zeitgleich findet ein Wärme- und Luftaustausch mit der Umgebung statt. Im Trocknergehäuse werden somit einzelne thermische Widerstände, thermische Massen in einem thermischen Netzwerk dargestellt. Des weiteren werden verschiedene mit dem System in Wechselwirkung stehende Luftströme zusammengefasst und damit ein Feuchteverlust im System abgebildet. Die Modellstruktur des Trocknergehäuses ist in Abbildung 6.3 skizziert.

Da sich die Luftpfade und das thermische Netzwerk des Trocknergehäuse zwischen modellierten Kondensationstrockner und thermoelektrischem Wäschetrockner unterscheiden, wird bei der Darstellung ein allgemeiner Ansatz verfolgt. Je nach Trocknermodell werden i thermische Anbindungen modelliert. Beispielhaft ist eine thermische Verbindung zur Wäschetrommel und zum Prozessluftgebläse dargestellt. Mit R_{Luft} wird der thermische Widerstand im Gehäuse aufgrund freier Konvektion abgebildet. Die thermische Masse des Gehäuses wird in der thermischen Kapazität $C_{Trockner}$ zusammengefasst. Von dieser thermische Masse wird ein Wärmestrom an die Umgebung stattfinden. j Luftleckageströme treten aus dem Prozessluftkreislauf in das Gehäusevolumen V ein und k Luftleckageströme treten aus dem Gehäuse in

den Prozessluftkreislauf ein. Zusätzlich ist eine Luftaustausch mit der Umgebung modelliert.

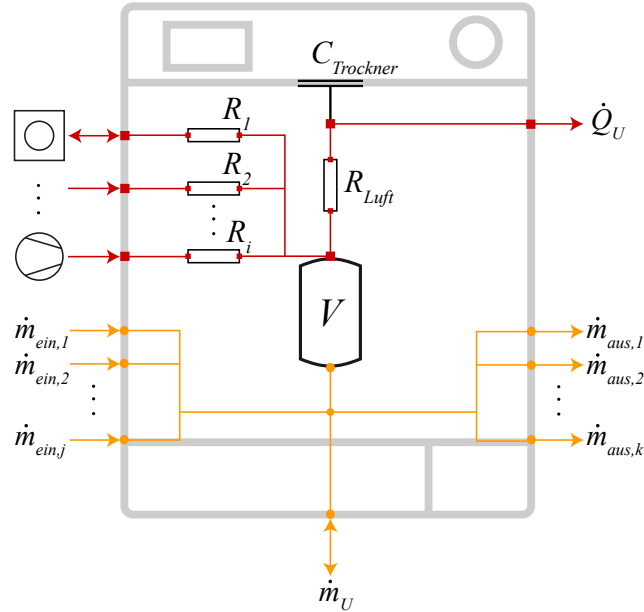


Abbildung 6.3: Modellstruktur des Gehäuses. Es verbindet Abwärmeströme verschiedener Komponenten und Luftleckageströme mit der Umgebung.

6.7 Luftkühler

In diesem und im folgenden Abschnitt werden die Simulationsmodelle des Luftkühler und des thermoelektrischen Wärmeübertragers vorgestellt. Beide Modelle sind nach dem Sandwich-Konzept aufgebaut, welches im Detail von Tegethoff (1999) und Richter (2008) beschrieben wurden. Richter hat hierbei für verschiedene Medienkombinationen und Stromführungen die Modellierungsstruktur vorgestellt. Da in den vorliegenden Modellen beide Fluidseiten mit Luft durchströmt werden, wurden für die Modellierung der Wäschetrocknung neue Wärmeübertragermodelle aus bestehenden Grundbausteinen erstellt. Die Grundbausteine sind hierbei in Zellbauweise ausgeführt, um eine Diskretisierung der Komponente zu ermöglichen.

Der Luftkühler ist als Wärmeübertrager in Kreuzstrombauweise modelliert, wie es von Richter (2008) für andere Wärmeübertrager vorgestellt wurde. Die Hauptbestandteile sind zwei Fluide und eine Wand und die Modellstruktur ist in Abbildung 6.4 dargestellt. Die Beschreibung wird in Anlehnung an Bockholt (2009) durchgeführt.

Die Wand trennt die beiden Luftströme voneinander und es gilt folgende Energiebilanz:

$$m_{Wand} \cdot c_{Wand} \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{ein} - \dot{Q}_{aus} \quad (6.23)$$

wobei sich die Wärmeströme über den Quotienten der Temperaturdifferenz der Ein- bzw. Austrittstemperatur zur Mitteltemperatur der Wand über den thermischen Widerstand der Wand R_{therm} bestimmen. Beispielphaft berechnet sich der eintretende Wärmestrom zu

$$\dot{Q}_{ein} = (T_{ein} - T_{Wand,m})/R_{therm} \quad (6.24)$$

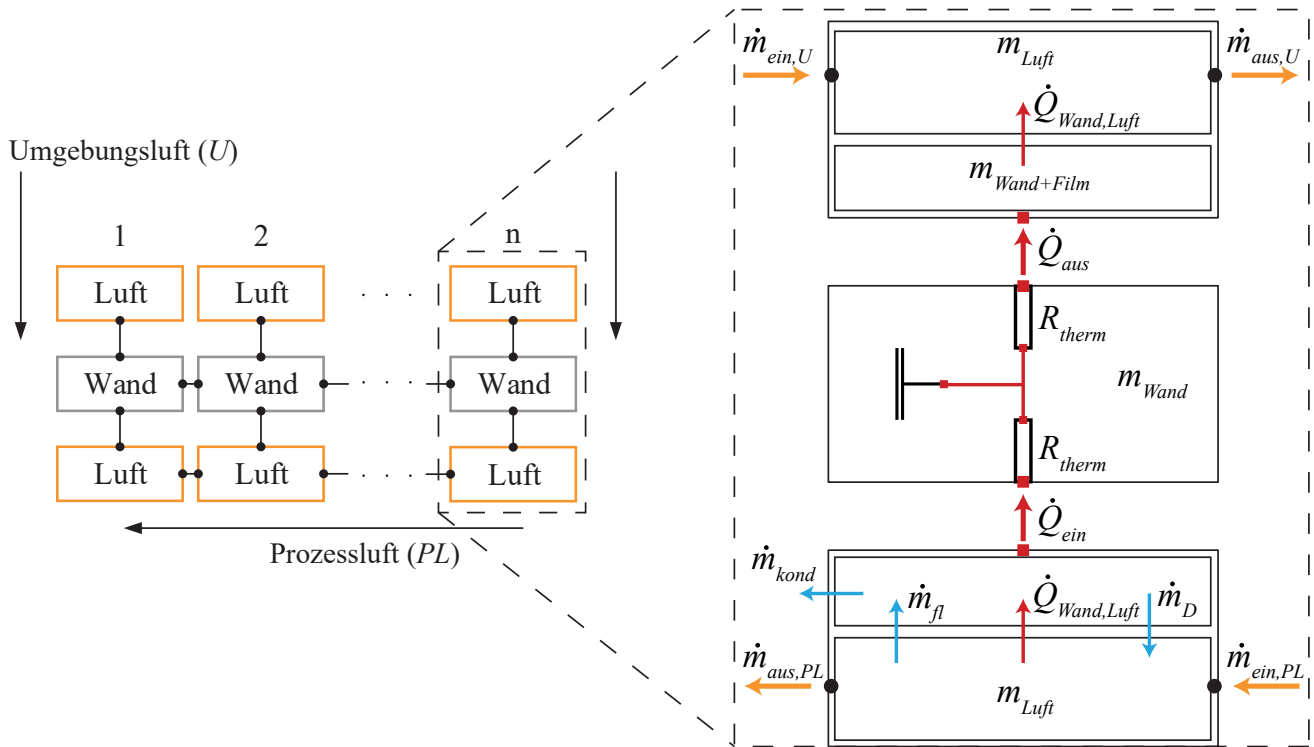


Abbildung 6.4: Skizze des Luftkühlers in Kreuzstrombauweise. Eine mögliche Kondensation wird mit Hilfe zweier Bilanzräume je Luftseite berücksichtigt.

In den Fluidzellen wird ein Kondensieren bzw. Verdampfen von Feuchtigkeit aus der Luft berücksichtigt. Zur Berechnung aller Werte werden ähnlich wie in der Wäschetrommel zwei Bilanzräume aufgestellt. Ein Bilanzraum umfasst dabei die vorhandene Luft. Der zweite Bilanzraum beinhaltet die Wand und den bei der Kondensation entstehenden Flüssigkeitsfilm und ist durch den Index $Wand+Film$ gekennzeichnet.

Die Gleichungen für den Bilanzraum von Wand und Flüssigkeitsfilm lauten:

$$\text{Massenbilanz} \quad \frac{dm_{Wand+Film}}{dt} = \frac{dm_{Film}}{dt} = \dot{m}_{fl} - \dot{m}_D - \dot{m}_{kond} \quad (6.25)$$

$$\text{Energiebilanz} \quad \frac{dU_{Wand+Film}}{dt} = \dot{Q}_{Wand,Luft} - \dot{Q}_{Wand} + h_{Film} \cdot (\dot{m}_{fl} - \dot{m}_D - \dot{m}_{kond}) \quad (6.26)$$

Mit h_{Film} wird die Enthalpie des Flüssigkeitsfilms bezeichnet. \dot{m}_D stellt den Massenstrom des dampfförmigen Wassers, \dot{m}_{fl} den Massenstrom des flüssigen Wassers und $\dot{Q}_{Wand,Luft}$ den Wärmestrom zwischen Wand und Luft dar. Das obere Fluid in Abbildung 6.4 rechts nimmt Wärme auf und es bildet sich kein Flüssigkeitsfilm aus. Aus diesem Grund sind in der Abbildung oben die jeweiligen Massenströme nicht eingezeichnet. Die Bilanzgleichungen für das Luftvolumen lauten:

$$\text{Massenbilanz} \quad \frac{dm_{Luft}}{dt} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus} + \dot{m}_D - \dot{m}_{fl} \quad (6.27)$$

$$\text{Energiebilanz} \quad m_{Luft} \cdot \frac{du_{Luft}}{dt} = \dot{m}_{ein} \cdot h_{ein} - \dot{m}_{aus} \cdot h_{aus} + \dot{m}_D \cdot h_D - \dot{m}_{fl} \cdot h_{fl} - \dot{Q}_{Wand,Luft} \quad (6.28)$$

Der Wärmestrom zwischen Wand und Luft berechnet sich dabei zu

$$\dot{Q}_{Wand,Luft} = \underbrace{\bar{\alpha} \cdot A_{Wand} \cdot (T_{ein} - T_{Wand})}_{\text{sensibler Anteil}} + \underbrace{\Delta h_v \cdot (\dot{m}_{fl} - \dot{m}_D)}_{\text{latenter Anteil}} \quad (6.29)$$

$\bar{\alpha}$ steht dabei für den scheinbaren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten. Dieser berücksichtigt den Effekt, dass in den Rippen ein Temperaturgefälle herrscht. Die treibende Temperaturdifferenz für den luftseitigen Wärmeübergang ist dadurch an den Rippen geringer als an der Grundfläche der Rippen. Die Verringerung des Wärmestroms wird durch den Rippenwirkungsgrad η_R einberechnet (Baehr u. Stephan, 2006).

$$\eta_R := \frac{\dot{Q}_{Wand,Luft}}{\dot{Q}_{Wand}} \quad (6.30)$$

Er gibt das Verhältnis von tatsächlich übertragenem Wärmestrom $\dot{Q}_{Wand,Luft}$ zum Wärmestrom \dot{Q}_{Wand} an, der sich einstellen würde, wenn die Rippe überall die Temperatur des Rippenfußes T_{Wand} einstellen würde. Der Rippenwirkungsgrad der geraden Rechteckrippe kann nach Baehr u. Stephan (2006) abhängig von Geometriedaten ausgedrückt werden.

$$\eta_R = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2\alpha}{\delta \cdot \lambda_R}} \cdot h_R\right)}{\sqrt{\frac{2\alpha}{\delta \cdot \lambda_R}} \cdot h_R} \quad (6.31)$$

Die Rippendicke δ_R und die Höhe der Rippe h_R sind über die Wärmeübertragergeometrie bekannt. Die Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials λ_R ist Materialdaten zu entnehmen. Der Wärmeübergangskoeffizient an der Rippenoberfläche α wird vom Nutzer anhand typischer über Werte bei erzwungener Konvektion und vorliegender Geometrie angegeben (VDI, 2006) oder über Wärmeübergangsbeziehungen berechnet.

Der scheinbare äußere Wärmeübergangskoeffizient berechnet sich schließlich zu

$$\bar{\alpha} = \alpha \cdot \left(\frac{A_{Grund}}{A_{Wand}} + \eta_R \cdot \frac{A_R}{A_{Wand}} \right) \quad (6.32)$$

Dabei steht A_{Grund} für die Grundfläche des Wärmeübertragers, A_R für die Fläche aller Rippen und A_{Wand} für die gesamte Außenfläche des Wärmeübertragers, so dass gilt:

$$A_{Wand} = A_{Grund} + A_R \quad (6.33)$$

Die Wärmeübertragerfläche des Luftkühlers wird abgemessen und die Wärmeübertragungskoeffizienten an Messungen des Kondensationstrockners kalibriert. Die Werte sind in Tabelle 6.1 aufgelistet.

6.8 Thermoelektrischer Wärmeübertrager

Thermoelektrisches Modul

Die Kernkomponente des thermoelektrischen Wärmeübertragers ist das thermoelektrische Modul. Deshalb wird zunächst das Komponentenmodell eines thermoelektrischen Moduls im Detail beschrieben. Eine Skizze aller thermischer Quellen, Senken und Widerstände des thermoelektrischen Moduls ist in Abbildung 6.5 zu sehen.

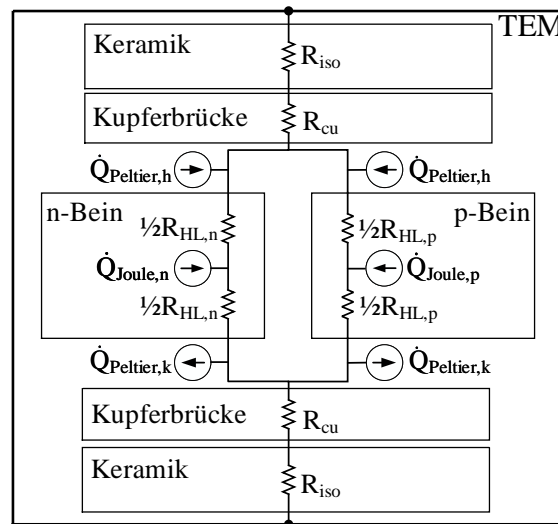


Abbildung 6.5: Thermisches Ersatzschaltbild des thermoelektrischen Moduls. Die Peltier-Wärmen werden in den Kupferbrücken modelliert.

Das thermoelektrische Modul besteht aus sechs Elementen, nämlich dem n-dotierten Halbleiter und dem p-dotierten Halbleiter, zwei Kupferschichten und zwei Keramikschichten (vergleiche Abbildung 3.1). Für die Materialparameter der einzelnen Schichten werden überwiegend

konstante Werte verwendet. Bei der Kupfer- und Keramiksicht sind diese temperaturunabhängig. Bei der Halbleiterschicht bestimmt sich der Wert aus dem Mittelwert der Segmenttemperatur, welcher in temperaturabhängige Materialparameterfunktionen eingesetzt wird. Die zwei Halbleitermodelle unterscheiden sich nur durch die Materialeigenschaften voneinander und werden deshalb gemeinsam vorgestellt.

Das Halbleitermodell enthält einen thermischen und einen elektrischen Bilanzraum, die miteinander wechselwirken. Unter der Annahme homogener Materialien kann aus Gleichung 3.7 mit Hilfe der Gleichungen 3.8, 3.9 und 3.11 eine eindimensionale Differentialgleichung in Abhängigkeit der Temperatur formuliert werden.

$$0 = \dot{Q}_{Joule} + \dot{Q}_{Leitung} \quad (6.34)$$

$$= I^2 \frac{L_{HL}}{A_{HL} \cdot \sigma(\bar{T})} - \frac{\lambda(\bar{T}) A_{HL}}{h_{HL}} \Delta T \quad (6.35)$$

Dabei stellt \bar{T} die Mitteltemperatur des Halbleiters der Höhe h_{HL} und der Fläche A_{HL} in Stromflussrichtung dar.

$$\bar{T} = \frac{T_{ein} + T_{aus}}{2} \quad (6.36)$$

Für den Halbleiter ergibt sich eine Spannungsänderung durch die elektrischen Verluste und den Seebeck-Effekt. Multipliziert mit der Stromstärke ergibt sich aus der Spannungsgleichung eine elektrische Leistungsbilanz. Hierbei wird angenommen, dass keine elektrische Ladung gespeichert wird und gemäß des ersten Kirchhoff'schen Gesetzes die zu- und abfließenden elektrischen Ströme identisch sind.

$$\Delta U \cdot I = \Delta U_{Seebeck} \cdot I - \Delta U_{Widerstand} \cdot I \quad (6.37)$$

$$= -\zeta \cdot I \cdot \Delta T - I^2 \frac{L_{HL}}{A_{HL} \cdot \sigma(\bar{T})} \quad (6.38)$$

Der Peltier-Effekt tritt an den Kontaktstellen zwischen Halbleiter und Kupfer auf. Er bestimmt sich aus der Differenz der Seebeck-Koeffizienten von Halbleiter und Kupfer und der Stromrichtung und wird innerhalb der Kupfermodelle berücksichtigt. Somit unterscheiden sich die beiden Kupfermodelle lediglich in der Richtung der auftretenden Peltier-Wärmen. Dies ist in Abbildung 6.5 durch die Richtung der Pfeile angedeutet.

Die Energiebilanz des Kupfermodells kann geschrieben werden als

$$0 = \pm \dot{Q}_{Peltier} + \dot{Q}_{Joule} + \dot{Q}_{Leitung} \quad (6.39)$$

$$= \pm \zeta(\bar{T}) \cdot T \cdot I + I^2 \frac{L_{Kupfer}}{A_{Kupfer} \cdot \sigma(\bar{T})} - \frac{\lambda(\bar{T}) A_{Kupfer}}{h_{Kupfer}} \Delta T \quad (6.40)$$

Aufgrund des zweiten Kirchhoff'schen Gesetzes muss des Weiteren gelten

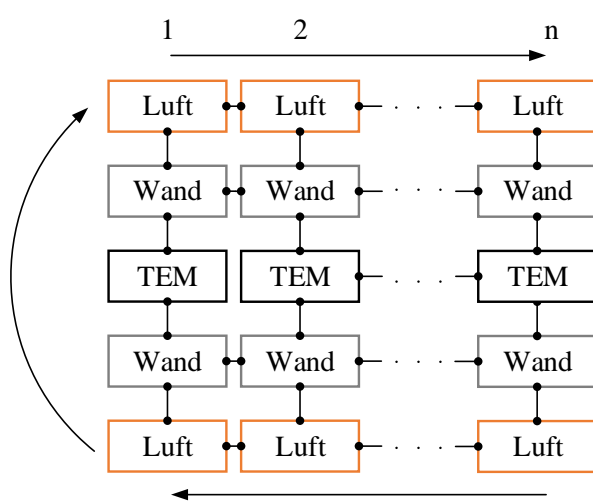
$$\Delta U \cdot I = \Delta U_{Widerstand} \cdot I = -I^2 \frac{L_{Kupfer}}{A_{Kupfer} \cdot \sigma(\bar{T})} \quad (6.41)$$

Dabei ist h_{Kupfer} die Dicke der Kupferplatten, L_{Kupfer} die Länge der Kupferplatten, A_{Kupfer} die Fläche der Kupferplatten und \bar{T} ist wie im Halbleitermodell definiert als mittlere Temperatur in der Schicht. Die Keramikschichten sind elektrische Isolatoren und besitzen nur thermische Anschlüsse. In dieser Schicht wird lediglich der thermische Widerstand der Keramik modelliert.

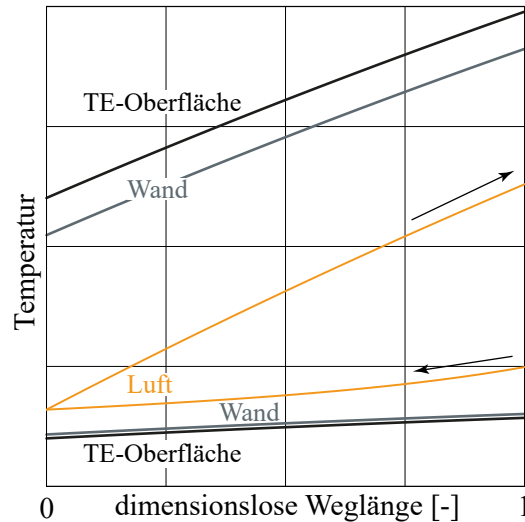
$$0 = -\frac{\lambda(\bar{T})A_{Keramik}}{h_{Keramik}}\Delta T \quad (6.42)$$

Wärmeübertrager

Der thermoelektrische Wärmeübertrager ist in Gegenstrombauweise modelliert, um die lokale Temperaturdifferenz zwischen den beiden Luftströmen gering zu halten (vergleiche Abbildung 6.6b). Wie in vorigen Abschnitten erwähnt ist zum Erreichen einer hohen thermoelektrischen Kälteleistung eine kleine Temperaturdifferenz zwischen den Luftströmen - und damit zwischen Warm- und Kaltseite der thermoelektrischen Module - anzustreben. Die Struktur des thermoelektrischen Wärmeübertragers ist wie die des Luftkühlers in Zellbauweise umgesetzt und in Abbildung 6.6a skizziert.



(a) Modellstruktur eines thermoelektrischen Wärmeübertragers.



(b) Qualitativer Verlauf der Schichttemperaturen über der Weglänge des Wärmeübertragers.

Abbildung 6.6: Skizze des thermoelektrischen Wärmeübertragers in Gegenstrombauweise. Nach Durchlaufen der kalten Seite wird die Luft direkt zur warmen Seite des Wärmeübertragers geleitet.

Neben den beiden Luftströmen werden in diesem Wärmeübertrager zwei Wände modelliert, die das thermoelektrische Modul einrahmen. In Abbildung 6.6b ist der qualitative Temperaturverlauf der modellierten Schichten über der Weglänge des Wärmeübertragers aufgetragen. Durch die Diskretisierung des Wärmeübertragers wird die sich über der Weglänge ändernde Temperaturdifferenz berücksichtigt, die an den Außenseiten der thermoelektrischen Module anliegt. Somit stellen sich in jedem TE-Modul (TEM) unterschiedliche Kühl- und Heizleistungen ein, die den Verlauf des benachbarten Bilanzraums beeinflussen.

Zwischen TE-Modulen und Luft tritt ein thermischer Widerstand auf, der sich aus konvektivem Widerstand, Wärmeleitwiderstand des Lamellenkörpers und dem Kontaktwiderstand zwischen Modulen und Lamellenkörper zusammensetzt. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 6.7 ein thermisches Ersatzschaltbild des thermoelektrischen Wärmeübertragers dargestellt.

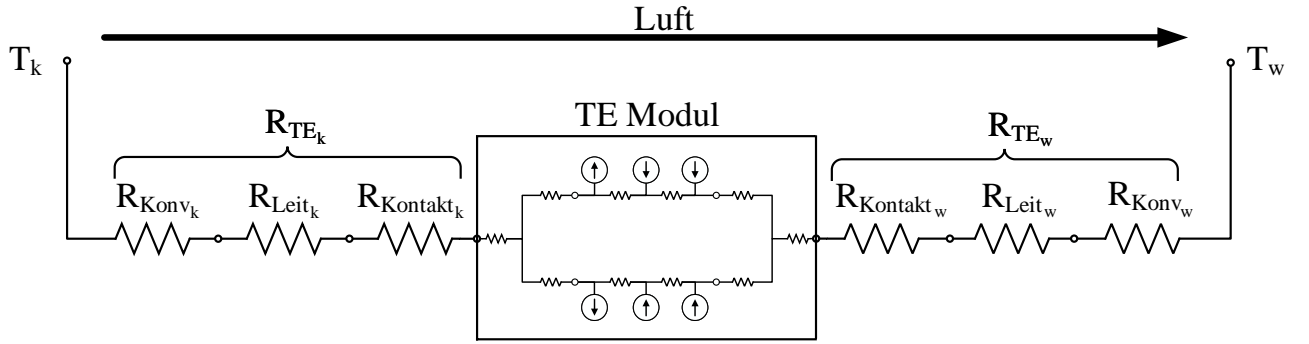


Abbildung 6.7: Thermisches Ersatzschaltbild des thermoelektrischen Wärmeübertragers.

Die Berechnung des thermischen Widerstands lautet

$$R_{TE_j} = R_{Konv_j} + R_{Leit_j} + R_{Kontakt_j} \quad (6.43)$$

$$= \frac{1}{\bar{\alpha}_j \cdot A_{W\ddot{U}_j}} + \frac{H_{Wand_j}}{\lambda_{Wand_j} \cdot A_{Wand_j}} + \frac{H_{Kontakt_j}}{n \cdot \lambda_{TE-Modul} \cdot A_{Kontakt_j}} \quad (6.44)$$

Dabei steht j für die Kalt- bzw. Warmseite des Wärmeübertragers. Der konvektive Widerstand berechnet sich nach Gleichung 6.29 über die kalt- bzw. warmseitige Wärmeübertragerfläche $A_{W\ddot{U}_i}$ multipliziert mit dem scheinbaren Wärmeübergangskoeffizienten der Luft $\bar{\alpha}_j$ (siehe Gleichung 6.32). Da die typischen Wärmeübertragerbeziehungen auf anderen Geometrien basieren, werden für die Modellierung der Konvektion sowohl im Luftkühler als auch im thermoelektrischen Wärmeübertrager konstante Wärmeübergangszahlen verwendet.

In der Modellierung des TEWÜ bilden die thermischen Widerstände des Lamellenkörpers und der Kontaktierung der Module den thermischen Widerstand der jeweiligen Wand j (vergleiche Gleichung 6.24).

$$R_{therm_j} = R_{Leit_j} + R_{Kontakt_j} \quad (6.45)$$

Der thermische Widerstand des Lamellenkörpers setzt sich über Geometrie und Materialeigenschaften zusammen. H_{Wand_i} ist dabei die Wanddicke, A_{Wand_i} ist die Grundfläche des Wärmeübertragers und λ_{Wand_i} die zugehörige Wärmeleitfähigkeit. Auf der Kaltseite erschweren die Nuten für die Heatpipes die Ermittlung des thermischen Leitwiderstands. Der Wärmeübertrager der Warmseite setzt sich aus einzelnen über Nut und Feder miteinander verbundenen Lamellen zusammen (siehe Abbildung 5.2). Es ist nicht bekannt, wie weit dies den thermischen Leitwiderstand der Warmseite verringert.

Bei der Berechnung des Kontaktwiderstands sind trotz Einstellung einer gewissen Anpresskraft weder die Höhe $H_{Kontakt}$ noch die Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{Kontakt}$ der Kontaktschicht genau feststellbar. Durch Lufteinschlüsse oder unregelmäßige Kontaktierung liegt die Wärmeleitfähigkeit zwischen dem Wert der Wärmeleitpaste und dem Wert der Luft.

Die unbekannten Größen zur Berechnung des thermischen Widerstands des Lamellenkörpers und des Kontaktwiderstands werden in einem Wärmeübergangskoeffizienten α_{Innen} zusammengefasst.

$$\alpha_{Innen} = \frac{\alpha_{Wand} \cdot \alpha_{Kontakt} \cdot A_{Wand}}{\alpha_{Kontakt} \cdot A_{TE_{Kontakt}} + \alpha_{Wand} \cdot A_{Wand}} \quad (6.46)$$

Die Kontaktfläche $A_{TE_{Kontakt}}$ ergibt sich aus der Anzahl Module n und der Moduloberfläche $A_{TE-Modul}$. Dabei werden jeweils Wärmeleitung λ_i und Schichtdicke H_i zu einem Wärmeübergangskoeffizienten α_i zusammengefasst.

$$\alpha_i = \frac{\lambda_i}{H_i} \quad (6.47)$$

i steht für die Wand bzw. den Kontakt. Der thermische Widerstand, welcher Leitung und Kontakt beinhaltet, wird auf die Kontaktfläche der TE-Module bezogen und berechnet sich somit zu

$$R_{Innen_j} = \frac{1}{\alpha_{Innen_j} \cdot A_{TE_{Kontakt}}} \quad (6.48)$$

Die Parameter des thermoelektrischen Wärmeübertragers sind bei der Modellvalidierung in Abschnitt 7.2.2 angegeben.

Tabelle 6.1: Modellparameter des thermoelektrischen Wäschetrocknersystems und vorgegebene Randbedingungen.

Umgebung		
Umgebungstemperatur	T_U	23 °C
Umgebungsfeuchte	φ_U	55 %
Trommel		
Wäschemasse	$m_{Wäsche}$	7 kg
Wäschereistfeuchte	χ	60 %
Wärmeübertragungskoeffizient der Wäsche	α	230 W/(m ² K)
Fläche der Wäsche	$A_{Wäsche}$	3,5 m ²
Spez. Wärmekapazität der Wäsche	$c_{Wäsche}$	1150 J/(kgK)
Wärmekapazität der Trommel	$C_{Trommel}$	2600 J/K
Luftkühler		
Wärmeübertragerfläche prozessluftseitig	$A_{LK,PL}$	0,4 m ²
Wärmeübertragerfläche umgebungsluftseitig	$A_{LK,U}$	1,7 m ²
Wärmeübertragungskoeffizient prozessluftseitig	$\alpha_{LK,PL}$	40 W/(m ² K)
Wärmeübertragungskoeffizient umgebungsluftseitig	$\alpha_{LK,U}$	120 W/(m ² K)
Prozessluftgebläse		
Nominaltemperatur	T_{nom}	23 °C
Nominaldruck	p_{nom}	1,013 bar
maximaler Volumenstrom	$\dot{V}_{\Delta p=0}$	470 m ³ /h
maximaler Druckhub	Δp_{max}	550 Pa
Volumenstrom Nominalpunkt	\dot{V}_{nom}	170 m ³ /h
Druckhub Nominalpunkt	Δp_{nom}	510 Pa
Nenndrehzahl	n_N	45 Hz
Kühlergebläse		
Nominaltemperatur	T_{nom}	23 °C
Nominaldruck	p_{nom}	1,013 bar
maximaler Volumenstrom	$\dot{V}_{\Delta p=0}$	260 m ³ /h
maximaler Druckhub	Δp_{max}	330 Pa
Volumenstrom Nominalpunkt	\dot{V}_{nom}	200 m ³ /h
Druckhub Nominalpunkt	Δp_{nom}	130 Pa
Drehzahl	n_{LK}	50 Hz
Elektromotor		
Motorwirkungsgrad	η_M	0,75

7 Analyse und Bewertung eines thermoelektrischen Wäschetrockners

In diesem Kapitel wird die Analyse und Bewertung eines thermoelektrischen Wäschetrockners beschrieben. Zunächst werden die Messdaten des Trocknungsprozesses betrachtet und mit dem Systemverhalten der Referenzprozesse verglichen. Zur Überprüfung der Funktionsweise des thermoelektrischen Wäschetrockners wird der thermoelektrische Wärmeübertrager im Detail betrachtet. Nachfolgend werden die aufgestellten Simulationsmodelle von Kondensationstrockner und thermoelektrischem Wäschetrockner an den Messdaten kalibriert und validiert.

Vor einer Variation der Betriebsführung werden zwei mögliche Systemanordnungen der Wärmeübertrager im Prozessluftkreislauf betrachtet. Nach der Beschreibung des Bewertungskonzepts werden potentielle Einflussgrößen auf den thermoelektrischen Wärmeübertrager und das thermoelektrische Wäschetrocknungssystem als Ganzes mittels einer Parameterstudie durchgeführt. Auf Basis dieser Ergebnisse wird aufgezeigt, welche Betriebswerte ein thermoelektrischer Wäschetrockner bei unterschiedlich guter thermischer Anbindung des thermoelektrischen Wärmeübertragers aktuell erreichen kann.

Mit der Kenntnis wichtiger Einflussgrößen wird ein Vorschlag für eine optimierte Betriebsweise eines thermoelektrischen Wäschetrockners vorgestellt. Die aus der Systemoptimierung gewonnenen Werte werden danach mit den Referenzgeräten eines Kondensationstrockners und eines Wärmepumpentrockners verglichen. Abschließend werden die wichtigsten Aussagen der Systembetrachtungen in einem Fazit zusammengefasst.

7.1 Analyse von Messdaten des thermoelektrischen Wäschetrockners

Bevor auf die Bewertung des thermoelektrischen Wäschetrockners eingegangen wird, sollen in diesem Abschnitt Messwerte des aufgebauten Prototypen untersucht werden. Dabei wird insbesondere die Funktion des thermoelektrischen Wärmeübertragers genauer betrachtet.

Der im Luftkreislauf vorhandene Druckverlauf gibt Auskunft über potentielle Leckagestellen und die Druckverluste einzelner Komponenten. Im der folgenden Abbildung 7.1 ist der Druckverlauf exemplarisch bei einem Volumenstrom von etwa $180 \text{ m}^3/\text{h}$ in der Haupttrocknungsphase (bei konstanter Trocknungsgeschwindigkeit) dargestellt. Der Volumenstrom wird dabei mithilfe des genannten Hitzdrahtanemometers ermittelt (vergleiche Abschnitt 5.4).

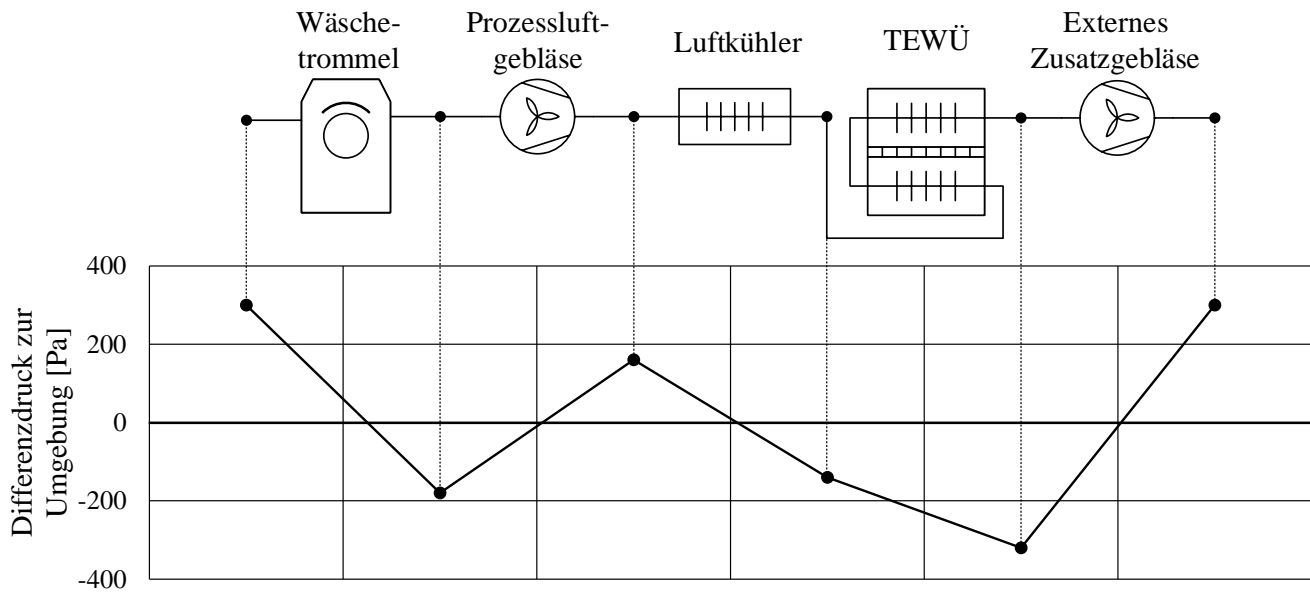


Abbildung 7.1: Repräsentativer Druckverlauf im Luftkreislauf. Das externe Zusatzgebläse verändert den Druckverlauf, wodurch eine erhöhte Luftleckage im System auftritt.

Aus der Trommel wird die Luft von dem im Trockner verbauten Gebläse angesaugt und gegenüber der Umgebung besteht ein Unterdruck. Bei leichtem Überdruck verlässt die Luft das Gebläse und passiert den in den Trockner integrierten Luftkühler. Beim Eintritt in den thermoelektrischen Wärmeübertrager (TEWÜ) liegt ein Unterdruck von rund 100 Pa vor. Der bis hierhin auftretende Druckverlauf ergibt sich durch die im Trockner verbauten Komponenten. Es kommt lediglich das Verbindungsrohr zum TEWÜ hinzu. Die Luft verlässt den TEWÜ mit einem Unterdruck von etwa 350 Pa und wird vom externen Prozessluftgebläse angesaugt. Mit einem Überdruck von rund 350 Pa tritt es schließlich in das Trocknergehäuse ein.

Im Referenzrockner beträgt der Druckhub des Gebläses etwa 300 bis 400 Pa . Aufgrund des höheren Volumenstroms ist ein Druckhub zu erwarten, der bei einem typischen Wärmepumpentrockner mit vergleichbarem Volumenstrom auftritt. In einem am Markt verfügbaren Wärmepumpentrockner beträgt der Druckhub des Gebläses etwa 500 bis 600 Pa . Da jedoch Wäschetrommel und Luftkühler nicht für den höheren Volumenstrom ausgelegt sind, steigt der Druckverlust aller Komponenten des Kreislaufs an.

Eine weitere Erklärung für den hohen Druckabfall über die Trommel ist eine Luftleckage. Da im Referenzrockner das Gebläse nach der Trommel angeordnet ist, sind die Trommeldichtungen auf einen Unterdruck ausgelegt. Durch die Integration eines zweiten Prozessluftgebläses ist der vorherrschende Druckverlauf grundsätzlich verschieden zum Referenzrockner. Das Gebläse muss eine hohe Druckdifferenz aufbauen, um den gewünschten Volumenstrom zu erreichen. Aufgrund des starken Überdrucks am Trommeleintritt tritt eine Leckage im System auf, die einen Feuchtigkeitsverlust zur Folge hat, der in den Messungen bis zu 50% der auszukondensierenden Wassermasse betrug (siehe Tabelle 7.4 in Abschnitt 7.2.2).

Es ist davon auszugehen, dass in einem potentiellen thermoelektrischen Serientrockner nur ein Prozessluftgebläse eingebaut wird. Je nach Positionierung des Gebläses wird ein Über- oder Unterdruck in der Trommel herrschen. Eine überdurchschnittliche Leckage am Trommelkörper kann dementsprechend durch geeignete Dichtungen minimiert werden.

Die im Prototyp benötigte Verrohrung und Sensorik erhöht den vom Gebläse aufzubringenden Druckhub. Für die Auslegung von künftigen Serientrockner kann also eine Druckdifferenz angenommen werden, die zwischen dem gemessenen Wert eines TE-Wäschetrockners und dem eines Wärmepumpentrockners liegt. Somit ergibt sich für einen thermoelektrischen Serientrockner ein vom Gebläse aufzubringender Druckhub von etwa 800 Pa , der im Vergleich zum Kondensationstrockner ungefähr doppelt so hoch ist. Dieser Druckhub wird im späteren Simulationsmodell mit einem Gebläse realisiert, welches eine höhere Gebläsekennlinie besitzt.

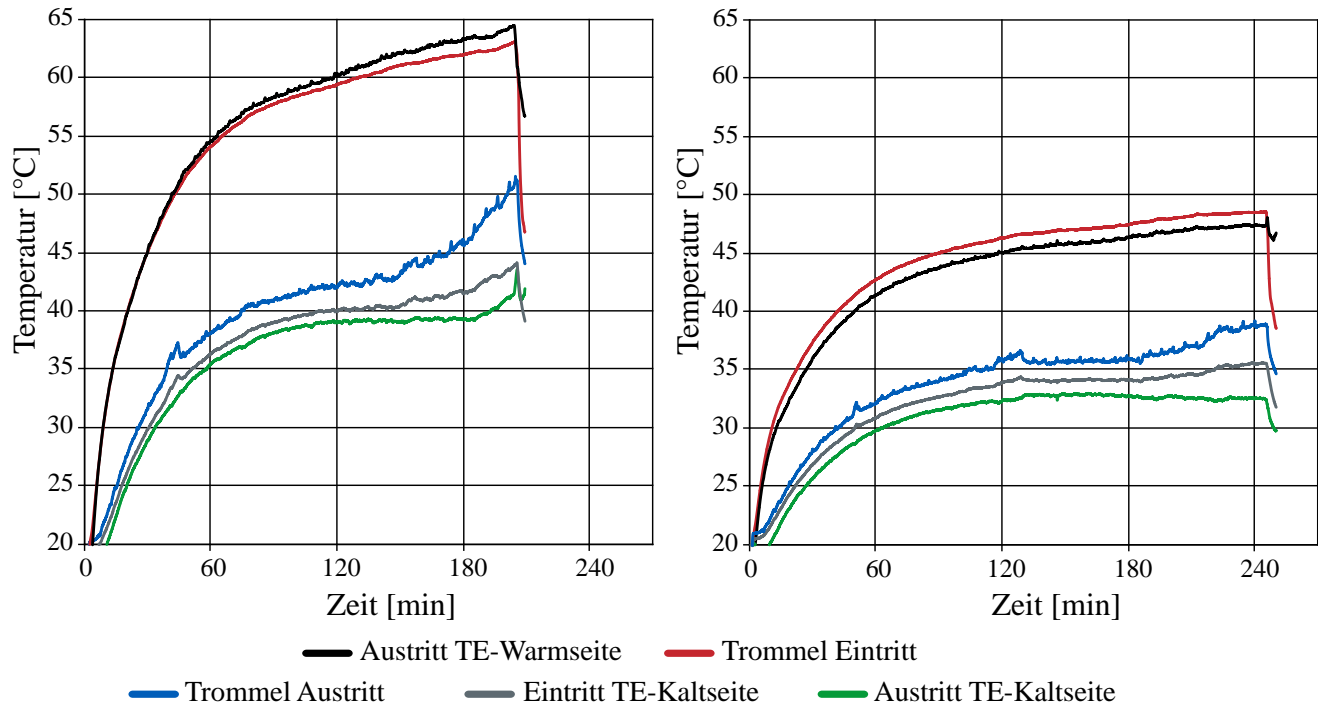
Mit Hilfe einer Stromquelle werden Messungen mit drei unterschiedlichen Modulstromstärken von 6 A , 7 A und 8 A durchgeführt. Somit können drei unterschiedlich hohe Leistungsniveaus während der Wäschetrocknung untersucht werden. Ein zeitlicher Durchschnittswert der Gesamtleistung aller Module in Abhängigkeit der Stromstärke ist in Tabelle 7.1 angegeben. Dabei ist zu beachten, dass die mittlere Temperatur der Module im Wärmeübertrager mit steigender Stromstärke zunimmt.

Tabelle 7.1: Zeitlich gemittelte Leistung der thermoelektrischen Module bei unterschiedlichen Modulstromstärken.

Modulstromstärke $[A]$	Elektrische Gesamtleistung der thermoelektrischen Module $[W]$
6	725
7	1050
8	1400

Zum besseren Verständnis des Gesamtprozesses wird im Folgenden der zeitliche Temperaturverlauf der Temperaturmessstellen im Prozessluftkreislauf vorgestellt. Die Position der Messstellen kann mit Hilfe von Abbildung 5.3 nachvollzogen werden. Es werden zwei beispielhafte Messungen ausgewählt, die den Leistungsbereich umfassen, der in den Messungen eingestellt werden kann. In Abbildung 7.10 ist der zeitliche Temperaturverlauf an relevanten Stellen des thermoelektrischen Wäschetrockners für zwei verschiedene Modulstromstärken von 8 A (Abbildung 7.2a) und 6 A (Abbildung 7.2b) dargestellt. Aufgrund der geringeren Leistungsaufnahme der Module liegt bei 6 A pro Modul das gesamte Temperaturniveau erkennbar tiefer als bei 8 A pro Modul. Durch das externe Zusatzgebläse wird zwischen thermoelektrischem Wärmeübertrager und Trommeleintritt Wärme an die Prozessluft übertragen. Bei geringer Leistungsaufnahme ist dieser Einfluss sichtbar (Abbildung 7.2b). Bei hoher Leistungsaufnahme wird dieser Einfluss stärker von einem Abwärmestrom an die Umgebung überlagert.

In beiden Fällen endet der Trockengang - wie auch beim Kondensationstrockner - mit einer Abkühlphase. In dieser Zeit sind die thermoelektrischen Module abgeschaltet und es wird nur Wärme über den Luftkühler abgeführt. Dies wird vornehmlich zur Abkühlung der Wäsche vor der Entnahme durchgeführt und wird von der Elektronik des Wäschetrockners gesteuert.



(a) Hohe Leistungsaufnahme der Module:
Jedes Modul wird von 8 A durchflossen.

(b) Geringe Leistungsaufnahme der Module:
Jedes Modul wird von 6 A durchflossen.

Abbildung 7.2: Prozesslufttemperaturen des thermoelektrischen Wäschetrockners bei unterschiedlich hoher Modulstromstärke.

Der thermoelektrische Wärmeübertrager (TEWÜ) ist ein zentrales Element des thermoelektrischen Wäschetrockners. Seine Funktion wird deshalb im Folgenden genauer untersucht. Dabei steht der Index k für die Kaltseite des TEWÜ, w für die Warmseite des TEWÜ und der Index Abw kennzeichnet einen Abwärmestrom an die Umgebung.

Der Bilanzraum besteht zunächst aus dem thermoelektrischen Wärmeübertrager und über seine Grenzen gehen die in Abbildung 7.3 dargestellten Energieströme. Die spezifischen Enthalpien der Zustandspunkte sind im Folgenden stets auf einen Referenzpunkt bezogen, der die Enthalpieströme in die Größenordnung der auftretenden Wärmeströme bringt. Die Energieströme sind für einen typischen Zustand bei konstanter Trocknungsgeschwindigkeit dargestellt. Trotz einer durchgehenden Isolierschicht rund um den Wärmeübertrager tritt auf beiden Seiten des Wärmeübertragers eine Wärmeabgabe an die Umgebung auf. Der für die Wärmeleitung an die Umgebung relevante Wärmeleitwert des jeweiligen Wärmeübertragers ist über einen Dauerversuch mit konstanter Eintrittstemperatur bestimmt. Die Erhöhung des Enthalpie-

stroms berechnet sich folglich in der Haupttrocknungsphase zu

$$\dot{H}_{TE_{w,aus}} - \dot{H}_{TE_{k,ein}} = P_{el} - \dot{Q}_{k,Abw} - \dot{H}_{kondens} - \dot{Q}_{w,Abw} \quad (7.1)$$

Der jeweilige Enthalpiestrom berechnet sich aus dem Luftmassenstrom der trockenen Luft multipliziert mit der spezifischen Enthalpie der Luft in Abhängigkeit der vorliegenden Temperatur und Dichte der feuchten Luft (vergleiche Weigand u. a. (2016, S. 151 f.)).

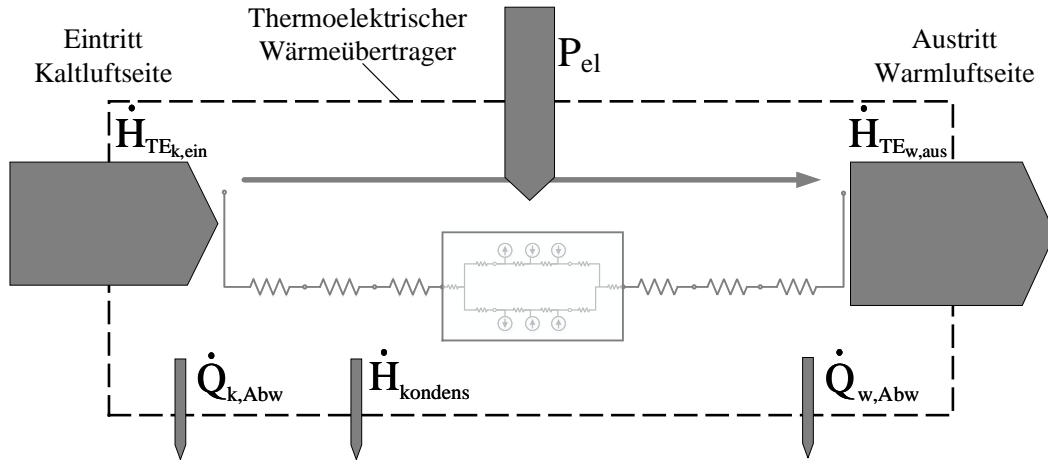


Abbildung 7.3: Ein- und austretende Energieflüsse des thermoelektrischen Wärmeübertragers. Die Luftumlenkung von kalter zu warmer Seite ist Teil des Wärmeübertragers.

Zur detaillierten Betrachtung wird der thermoelektrische Wärmeübertrager in drei Bilanzräume aufgeteilt: Kaltluftseite, Thermoelektrische Module und Warmluftseite. Die Kaltluftseite beinhaltet die Wärmeübertragerstruktur der Kaltseite ohne Heatpipes, Kupferplatten und die Kontaktierung zu den thermoelektrischen Modulen. Wärmeleitungsverluste über die Heatpipes und die Kupferplatten werden somit vernachlässigt. Der Bilanzraum der thermoelektrischen Module umfasst neben den thermoelektrischen Modulen noch die Kontaktflächen beider Seiten.

Basierend auf Abbildung 5.2 und Abbildung 7.3 sind in der folgenden Abbildung 7.4 die drei Bilanzräume skizziert. Zusätzlich ist ein Energieflussdiagramm in die Abbildung integriert, welches einen qualitativen Überblick über die vorliegenden Energieströme geben soll.

Für den Bilanzraum der Kaltluftseite gilt folgende Gleichung:

$$\dot{Q}_{TE_k} = \dot{H}_{TE_{k,ein}} - \dot{H}_{TE_{k,aus}} - \dot{Q}_{k,Abw} - \dot{Q}_{k,therm. Masse} - \dot{H}_{kondens} \quad (7.2)$$

Zur Erwärmung des Wärmeübertragers muss ein Teil der zugeführten Leistung aufgewendet werden. Dieser Wärmestrom $\dot{Q}_{k,therm. Masse}$ nimmt über den Trocknungsverlauf ab und spielt deshalb hauptsächlich zu Beginn des Trockengangs eine Rolle. Der Wärmestrom an die thermoelektrischen Module ergibt sich aus der Differenz des ein- und austretenden Enthalpiestroms

abzüglich weiterer Verlustterme. Zusätzlich zum Wärmestrom an die Umgebung wird ein Enthalpiestrom des Kondenswassers abgeführt, sowie ein Wärmestrom zur Erwärmung der thermischen Massen berücksichtigt.

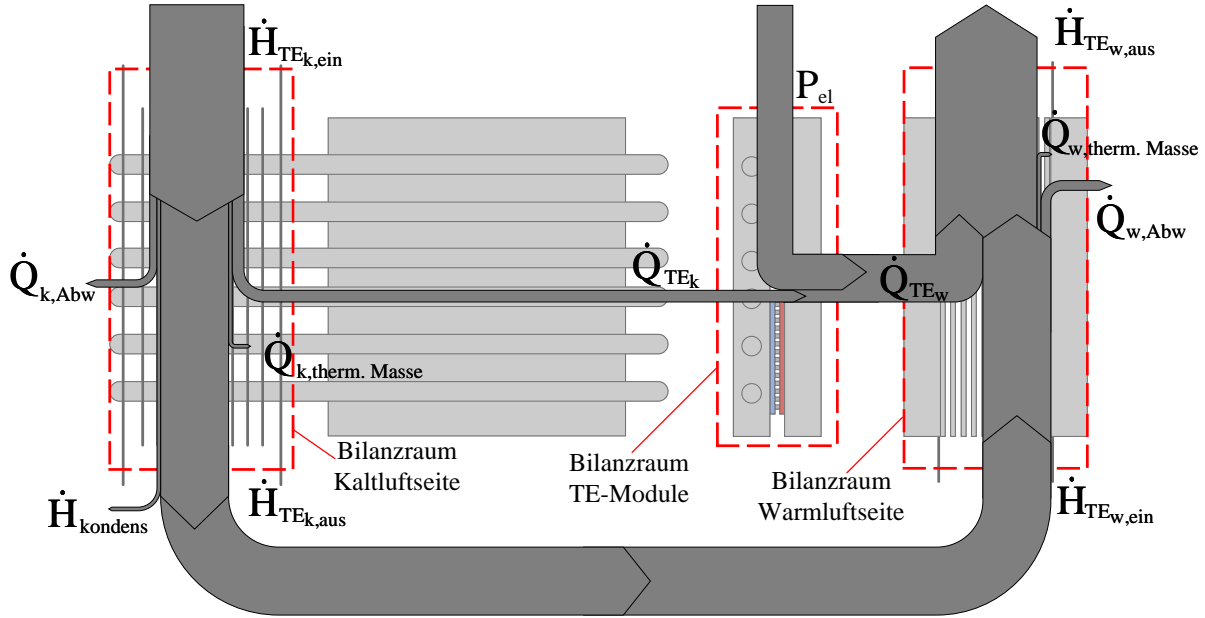


Abbildung 7.4: Energieflussdiagramm des thermoelektrischen Wärmeübertragers. Durch die Aufteilung in drei Bilanzräume wird der thermoelektrische Wärmepumpeneffekt verdeutlicht.

Die Bilanzgleichung der Warmluftseite kann analog zur Kaltluftseite aufgestellt werden:

$$\dot{Q}_{TEw} = \dot{H}_{TEw,aus} - \dot{H}_{TEw,ein} + \dot{Q}_{w,Abw} + \dot{Q}_{w,therm. Masse} \quad (7.3)$$

Wie auf der Kaltseite ist auch auf der Warmseite der Wärmeleitwert der Isolierung mithilfe eines Dauerversuchs bestimmt worden. Der von den thermoelektrischen Modulen erzeugte Wärmestrom berechnet sich aus der Differenz der Enthalpieströme zuzüglich des Verlustwärmestroms und des Wärmestroms zur Erwärmung der thermischen Masse.

Die Bilanzgleichung für die thermoelektrischen Module lautet

$$P_{el} = \dot{Q}_{TEw} - \dot{Q}_{TEk} \quad (7.4)$$

Die eingehenden und ausgehenden Wärmeströme können nicht direkt aus Messgrößen berechnet werden. Ihre Differenz kann mittels Gleichung 7.4 jedoch mit der elektrischen Leistungsaufnahme verglichen werden. In Abbildung 7.5 sind die aus den Gleichungen 7.2 und 7.3 berechneten Wärmeströme und die elektrische Leistung der thermoelektrischen Module exemplarisch für das niedrige Leistungsniveaus der Module (6 A) aufgetragen. Zur Überprüfung der Plau-

sibilität der Wärmeströme wird zusätzlich die Summe von elektrischer Leistung und Wärmestrom der Kaltseite als *Bilanzleistung* eingetragen und mit dem Wärmestrom der Warmseite verglichen.

Die Summe aus Kälteleistung und elektrischer Leistung weicht über den Trockengang in großen Teilen weniger als 10 % von der Heizleistung ab. Die Messunsicherheit, die sich aus der gekoppelten Messunsicherheit der verwendeten Sensoren ergibt, liegt auf der Kaltseite zwischen 98 und 231 W und auf der Warmseite zwischen 101 und 305 W. Hierbei ist die Messunsicherheit nach Jcgm (2008) berechnet unter der Annahme einer homogenen Verteilung von Temperatur und Feuchte über den jeweiligen Querschnitt. Der Bereich der Messunsicherheiten von Kälte- und Heizleistung ist in Abbildung 7.5 grau hinterlegt.

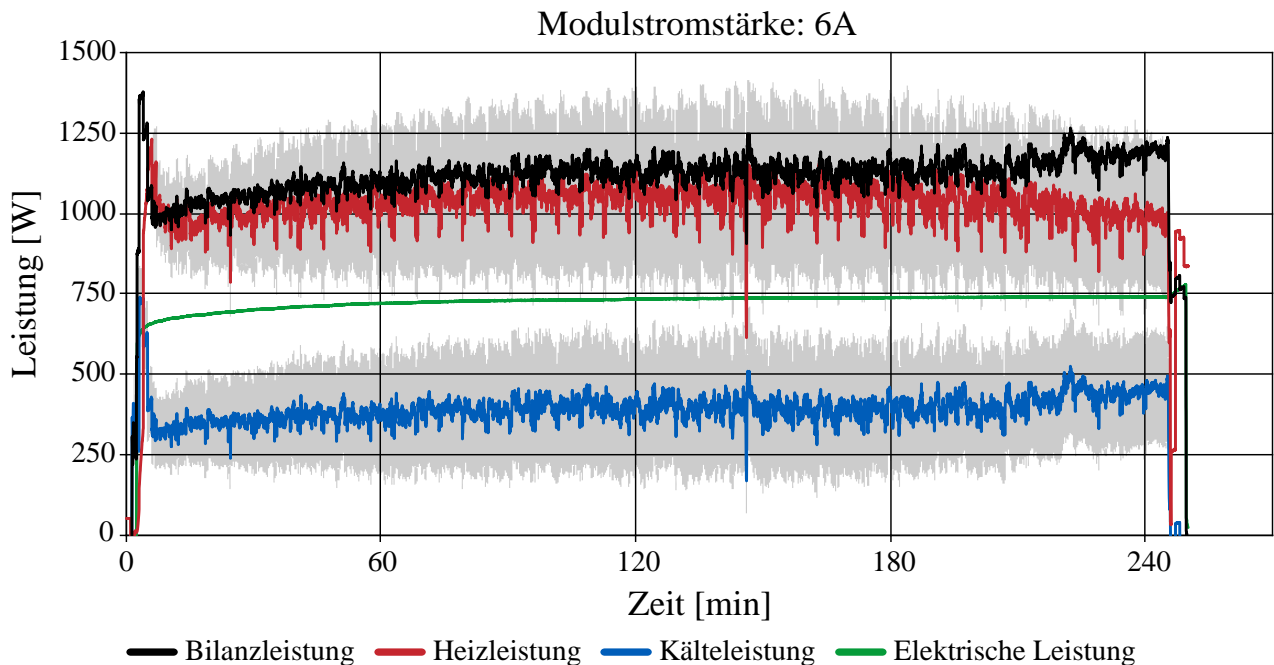


Abbildung 7.5: An den thermoelektrischen Modulen vorliegenden Leistungen bei einer Stromstärke von 6 A. Die Kälte- und die Heizleistung ist jeweils aus dem angrenzenden Bilanzraum berechnet. Ihre Messunsicherheiten sind grau hinterlegt.

7.2 Modellvalidierung

In diesem Abschnitt werden die Modelle eines Kondensationstrockners und eines TE-Wäschetrockners an Messdaten kalibriert und validiert.

7.2.1 Kondensationstrockner

In Abbildung 7.6 ist das Simulationsmodell eines Kondensationstrockners dargestellt. Die Leistung des Motors, welcher das Prozessluftgebläse, das Lüftergebläse und die Trommel antreibt,

verändert sich aufgrund der Dichteänderung der Luft und einer Druckerhöhung durch Flusen über die Trockendauer um etwa 5 %. Sie wird im Modell als konstant behandelt und ein Mittelwert von 170 W verwendet. Die Heizleistung wird aus einer Messaufnahme zur Verfügung gestellt. Da keine detaillierten Informationen zum Prozessluftgebläse und zum Lüftergebläse vorhanden sind, wird für beide Gebläse ein Modell gewählt, das bei einem gemessenen Druckhub zwischen 300 und 400 Pa einen Volumenstrom zwischen 50 und $100\text{ m}^3/\text{h}$ bereitstellt.

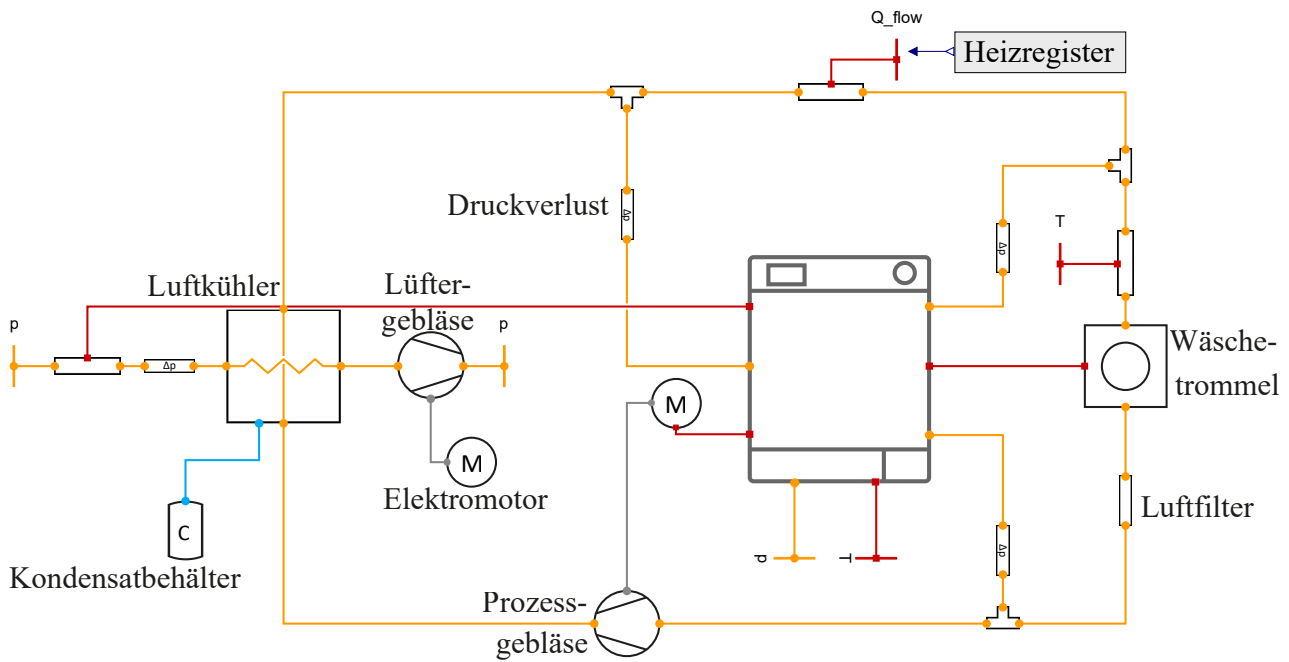


Abbildung 7.6: Simulationsmodell eines Kondensationstrockners.

Der auftretende Volumenstrom wird dabei über den Massenstrom und die am Gebläseort vorliegende Dichte ρ berechnet. Diese Werte können wiederum aus Messdaten ermittelt werden. Der Massenstrom berechnet sich über den Quotienten aus Leistung des Heizregisters P_{HR} und der Enthalpiedifferenz vor und nach dem Heizregister (HR).

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot \rho = \frac{P_{HR}}{\Delta h(T, \varphi)} \cdot \rho \quad (7.5)$$

Die Enthalpien und die Dichte können wiederum über gemessene Feuchte und Temperatur bestimmt werden. Die im Modell verwendete Gebläsekennlinie ist mithilfe der Affinitätsgesetze aus den Kenndaten des Radialgebläses R2E120-AR77-05 der Firma ebm-papst erstellt.

In Tabelle 7.2 sind Trockendauer und Energieverbrauch von Messung und Simulation gegenübergestellt. Die Angaben der Messung sind dabei Mittelwerte der gemessenen Trocknungszyklen bei identischen Randbedingungen. Die Abweichung der Werte zwischen Simulation und Messung beträgt weniger als 2 %.

Tabelle 7.2: Zeitliche Durchschnittsleistung der thermoelektrischen Module bei unterschiedlichen Modulstromstärken.

	Messung	Simulation
Trockendauer [min]	124	125
Energieverbrauch [kWh]	4,13	4,18

Im Referenzrockner hält der Trommelmotor in bestimmten Zeitabständen an, um für wenige Sekunden entgegen der normalen Rotationsrichtung zu drehen. Das sogenannte „Reversieren“ bezweckt ein Auflockern der Wäsche und gewährleistet eine bessere Wäscheverteilung. Der thermische Einfluss des Reversierens auf den Gesamtprozess ist jedoch gering, weshalb das Reversieren im Simulationsmodell nicht berücksichtigt wird.

Da neben dem Gebläsemodell auch der Luftkühler im thermoelektrischen Wäschetrockner Verwendung findet, wird dieser näher betrachtet. Abbildung 7.7 stellt die Prozesslufttemperaturen vor und nach der Wäschetrommel von Messung und Simulation gegenüber. Da die Luft wenige Zentimeter hinter dem Heizregister in die Wäschetrommel geleitet wird, bildet sich keine homogene Luftströmung aus und kann je nach Messposition stark variieren. Um diesen Effekt einzugrenzen, sind vor die Temperaturmessstellen Blenden gesetzt. Hierdurch kann es jedoch auch zu einer Unterschätzung der tatsächlichen Temperatur kommen.

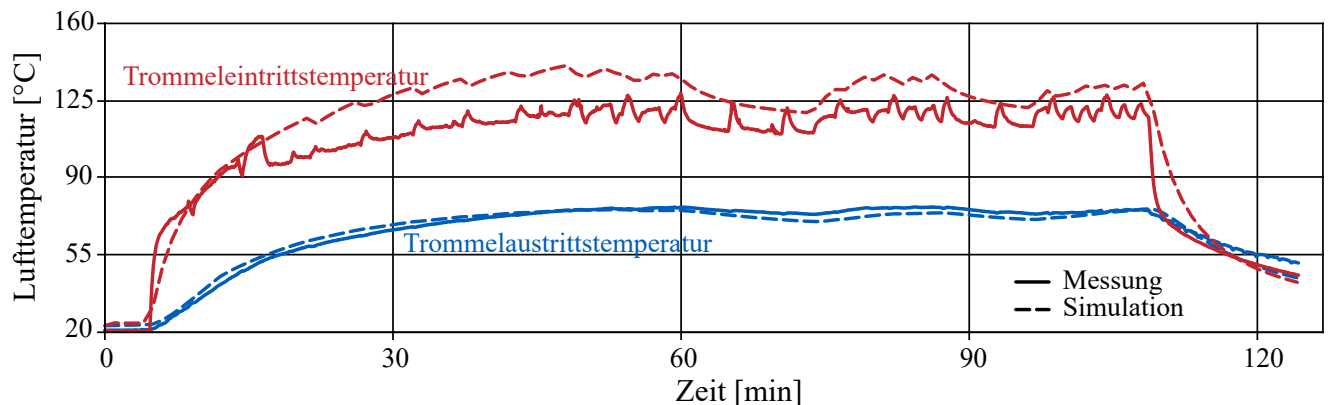


Abbildung 7.7: Validierung der Lufttemperatur am Trommeleintritt und -austritt. Die Trommeleintrittstemperatur ist aufgrund des inhomogenen Strömungsverhaltens stark abhängig von der genauen Messposition.

Während die Abweichung zwischen gemessener und modellierter Trommelaustrittstemperatur innerhalb der Messunsicherheit liegt, ist die Abweichung am Trommeleintritt größer als die Messunsicherheit. Diese kann mit den genannten Schwierigkeiten bei der Temperaturmessung erklärt werden. Der Einfluss der Heizleistung auf die Trommeleintrittstemperatur ist in beiden Verläufen klar erkennbar.

Auch die Umgebungsluft am Ein- und Austritt des Luftkühlers wird im Rahmen der Messunsicherheit durch das Simulationsmodell wiedergegeben. Die Verläufe sind in Abbildung 7.8

gegenübergestellt. Die Ausschläge im Verlauf der Lüfteraustrittstemperatur sind bei der Messung auf das Reversieren der Trommel zurückzuführen.

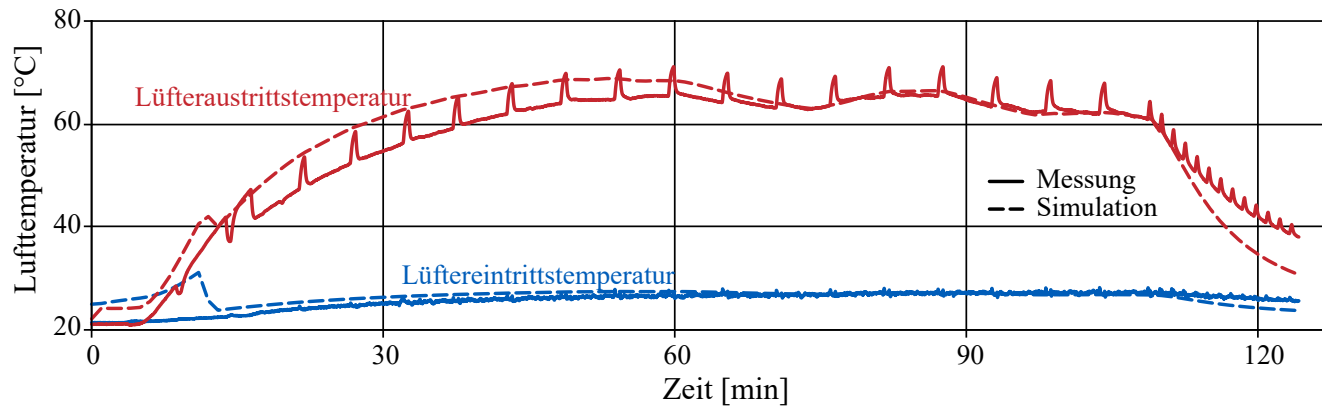


Abbildung 7.8: Validierung der Umgebungslufttemperatur am Luftkühlerein- und -austritt. Der Einfluss des Reversierens wird im Simulationsmodell nicht berücksichtigt.

7.2.2 Thermoelektrischer Wäschetrockner

In Abbildung 7.9 ist das Simulationsmodell des Prototypensystems dargestellt. Die Komponenten Wäschetrommel, Luftkühler und Prozessluftgebläse sind aus dem validierten Kondensationstrocknermodell übernommen.

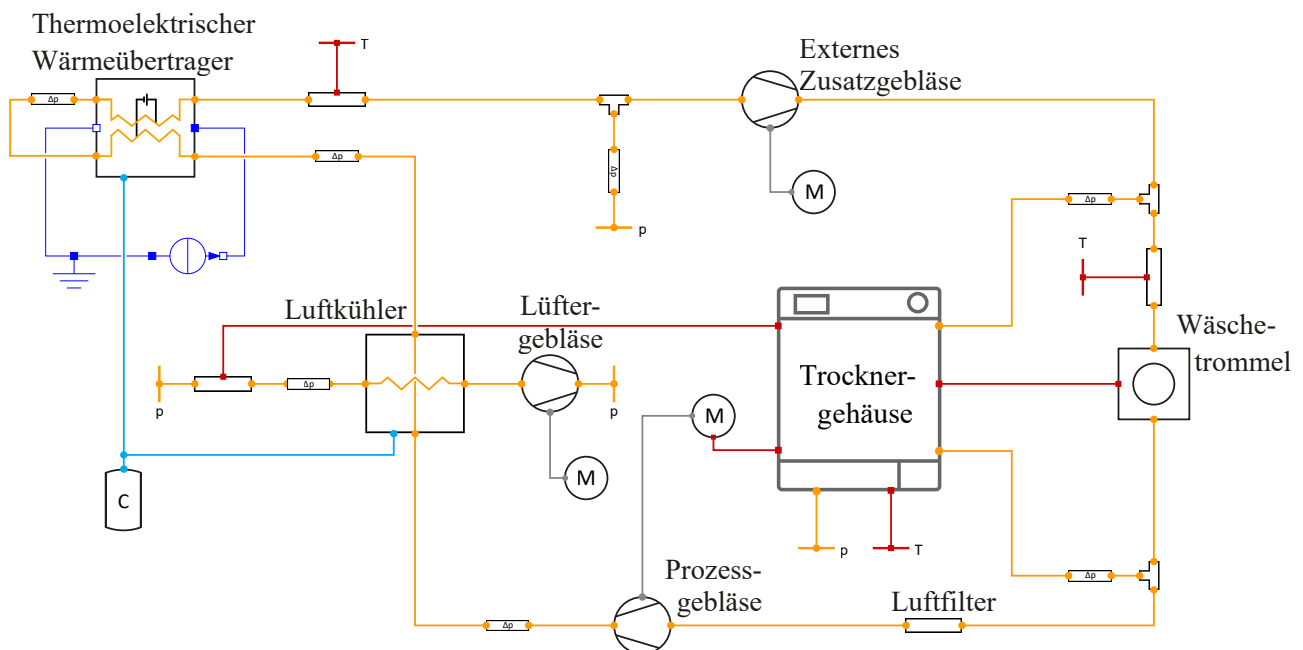


Abbildung 7.9: Simulationsmodell des Prototypenprüfstands eines thermoelektrischen Wäschetrockners.

Der thermoelektrische Wärmeübertrager wird so parametrisiert, dass die Wärmeübertragerflächen mit denen des gebauten Wärmeübertragers identisch sind. Die thermischen Massen von Warm- und Kaltseite des Wärmeübertragers werden über die Wandstärken eingestellt. Da die typischen Wärmeübertragungsbeziehungen auf anderen Geometrien basieren, werden für die Modellierung der Konvektion konstante Wärmeübergangszahlen verwendet. Die verwendeten Wärmeübergangszahlen sind typische Werte für Wärmeübertragung bei erzwungener Konvektion (VDI, 2006) (vergleiche Tabelle 7.3).

Die Wärmeübertragerflächen des Luftkühlers sind von dem im Trockner eingesetzten Luftkühler gemessen. Die Daten des Prozessluftgebläses sind einem im Handel erhältlichen Wärmepumpentrockner entnommen. Die Daten des Kühlergebläses sind an die Kennlinie des im Kondensationstrockner eingebauten Kühlergebläses angepasst. Die Wärmeabgabe an die Umgebung wird über eine zusätzliche thermische Verbindung zur Umgebung modelliert.

Das zusätzliche Prozessluftgebläse wird mit dem gleichen Parametersatz wie das verbaute Gebläse modelliert. Die Drehzahl wird so angepasst, dass bei vorliegendem Druckverlust der gemessene Volumenstrom von etwa 180 bis 160 m^3/h vorliegt.

Die Parameter des Validierungsmodells sind in Tabelle 7.3 zusammengefasst. Die Luftleckagen und die Werte für $\alpha_{W\ddot{U}_k}$, $\alpha_{W\ddot{U}_w}$, α_{Innen_k} , α_{Innen_w} sind an die Messergebnisse angepasst.

Tabelle 7.3: Parameter des Validierungsmodells eines thermoelektrischen Wäschetrockners.

Prozessluftgebläse		
Drehzahl internes Prozessluftgebläse	n_{IPL}	39 Hz
Drehzahl externes Prozessluftgebläse	n_{EPL}	51 Hz
Thermoelektrischer Wärmeübertrager		
Wärmeübertragerfläche Kaltseite	A_{TE_k}	3,5 m^2
Wärmeübertragerfläche Warmseite	A_{TE_w}	7 m^2
Kontaktfläche der TE-Module	$A_{TE_{Kontakt}}$	0,03 m^2
Konvektiver Wärmeübertragungskoeffizient Kaltseite	$\alpha_{W\ddot{U}_k}$	50 $W/(m^2K)$
Konvektiver Wärmeübertragungskoeffizient Warmseite	$\alpha_{W\ddot{U}_w}$	100 $W/(m^2K)$
Wärmeübertragungskoeffizient TE-Kaltseite (Wand und Kontakt)	α_{Innen_k}	30.000 $W/(m^2K)$
Wärmeübertragungskoeffizient TE-Warmseite (Wand und Kontakt)	α_{Innen_w}	2.900 $W/(m^2K)$
Anzahl TE-Module	n	12
Rippenwirkungsgrad TE-Kaltseite	η_{R,TE_k}	0,5
Rippenwirkungsgrad TE-Warmseite	η_{R,TE_w}	0,5

In Tabelle 7.4 sind die charakteristischen Werte des kalibrierten Simulationsmodells mit den über mehrere Trockengänge gemittelten Messdaten für die drei Betriebsweisen (vergleiche Tabelle 7.1) gegenübergestellt. Die Messabweichungen bei der jeweiligen Betriebsweise zwischen den durchgeführten Trockengänge ist mit aufgeführt.

Tabelle 7.4: Gegenüberstellung kalibrierter Simulationsergebnisse und Messdaten des thermoelektrischen Wäschetrockners.

Modulstromstärke [A]	Messung			Kalibrierte Simulation		
	6	7	8	6	7	8
Trockendauer [min]	252,13±3,3	229,51±5,70	194,94±3,02	262	220	191
Energieverbrauch (inkl. Zusatzgebläse) [kWh]	5,931±0,082	6,466±0,161	6,570±0,128	6,15	6,28	6,49
Energieverbrauch (TE + Trommelmotor) [kWh]	3,993±0,061	4,719±0,122	5,115±0,128	4,05	4,52	5,00
Kondenswasser Luftkühler [kg]	0,93±0,08	1,14±0,07	1,31±0,12	0,98	1,11	1,22
Kondenswasser TEWÜ [kg]	0,87±0,14	0,65±0,05	0,52±0,10	0,88	0,69	0,44

Die Wassermasse, welche im Luftkühler bzw. im thermoelektrischen Wärmeübertrager während eines Trockengangs auskondensiert, wird mit der Simulation im Bereich der Messabweichung erreicht. Zwar liegen die Abweichungen beim Energieverbrauch und Trockendauer höher als die gemessenen Abweichungen, sind jedoch stets geringer als 5 %.

Zur weiteren Validierung wird der zeitliche Verlauf der Lufttemperaturen an Trommeleintritt, Trommelaustritt und Austritt der Kaltseite des TE-Wärmeübertragers von Messung und Simulation der drei Betriebsweisen in Abbildung 7.10 aufgetragen. Es wird hierbei jeweils eine repräsentative Messung zu Grunde gelegt.

Gegen Ende der Messung nimmt die Prozesslufttemperatur im gesamten Kreislauf in allen drei Messungen stark ab, analog zum Kondensationstrockner. In diesem Abschnitt wird den thermoelektrischen Modulen keine Leistung mehr zugeführt. Somit wird lediglich Wärme über den Luftkühler an die Umgebung abgeführt. Dies dient der Abkühlung der Wäsche vor der Entnahme. Der Abschaltzeitpunkt der Module und das Ende des Trockengangs wird von der Trocknerelektronik signalisiert. Die Schaltzeitpunkte zur Abkühlung der Wäsche hängen dabei von der Sensorposition ab. Da die Abkühlung vornehmlich dem Komfort bei der Wäscheentnahme dient und geringe Auswirkungen auf Energieverbrauch und Trockendauer hat, wird sie in den Simulationen vernachlässigt.

Über das externe Prozessluftgebläse wird aufgrund der Dissipation der elektrischen Leistung ein zusätzlicher Wärmestrom in den Luftkreislauf eingebracht, der das Temperaturniveau im Kreislauf anhebt. Im Zusammenspiel mit einer Wärmeabgabe an die Umgebung und einer vom Ort und der Temperatur abhängigen Luftleckage werden diese Einflüsse für alle drei Betriebsweisen so kalibriert, dass möglichst geringe Abweichungen zwischen Messung und Simulation vorherrschen. Dies hat zur Folge, dass geringe Abweichungen im Rahmen der Messunsicher-

heit insbesondere bei der Einstellung geringer und hoher Modulstromstärke in der folgenden Abbildung erkennbar sind.

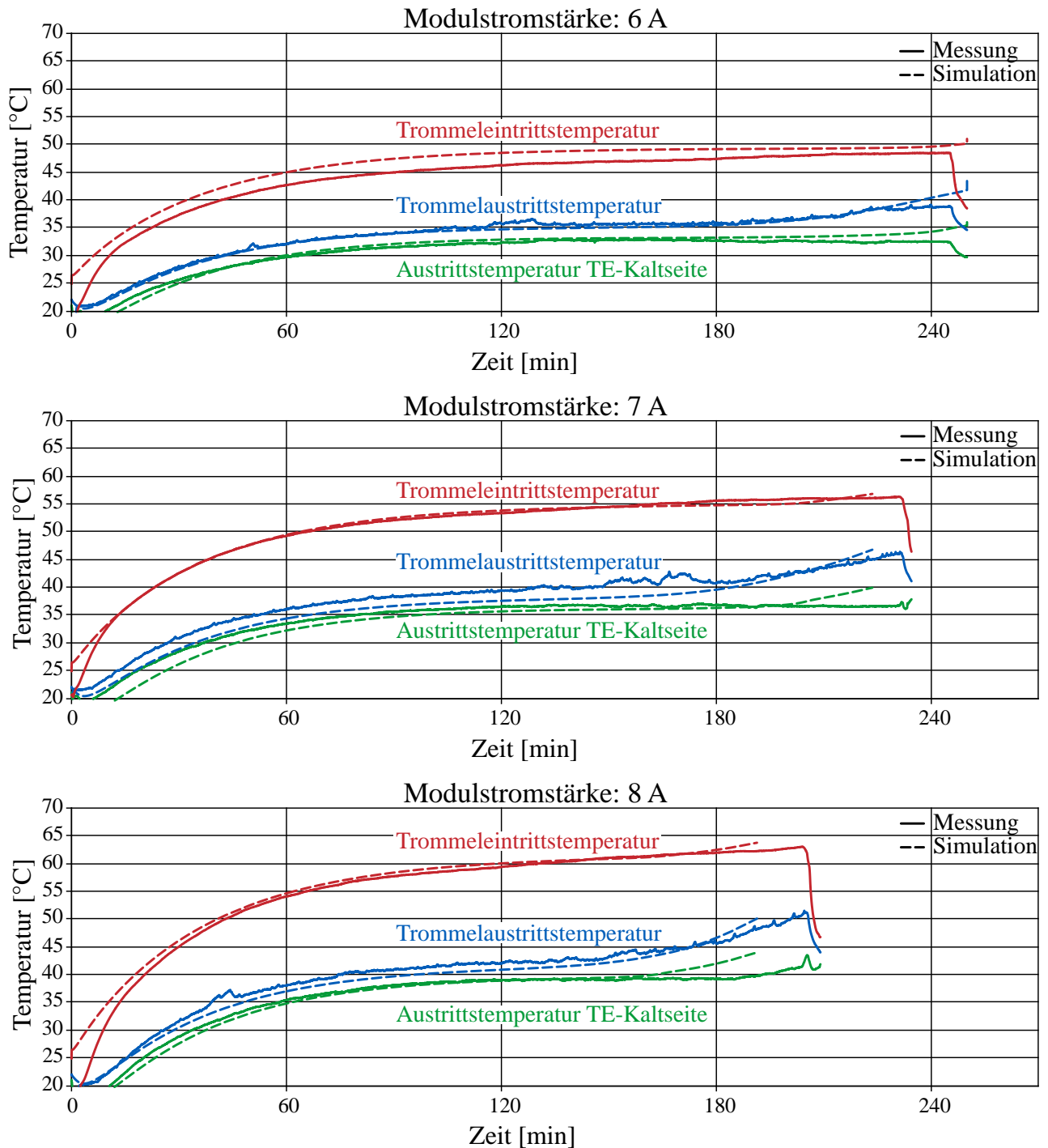


Abbildung 7.10: Gegenüberstellung von Prozesslufttemperaturen charakteristischer Zustands-
punkte von Messung und Simulation über der Zeit.

Die Abweichung zwischen gemessener und simulierter Temperatur liegt für alle drei Betriebs-
weisen fast immer unter 2,5 °C. Lediglich zu Beginn und kurz vor Ende des Trockengangs
steigt die Abweichung über diesen Wert bis auf knapp 4 °C an. Für die Betriebsweise mit

6 A ist in der Simulation durchgängig die Trommeleintrittstemperatur wärmer als in der Messung. Möglicher Grund hierfür ist eine geringfügig zu hohe Leistungsaufnahme und eine damit verbundene Dissipation des externen Zusatzgebläses bei niedrigen Temperaturen (und damit höheren Dichten) der Betriebsweise mit 6 A. Für die Betriebsweise mit 8 A wird eine geringere Trockendauer simuliert als gemessen. Dies hängt mit einer leicht höheren Luftleckage zusammen, die zu einer geringeren Kondensation in den Wärmeübertragern führt (vergleiche Tabelle 7.4).

Aus den dargestellten Daten von Energieverbrauch, Trockendauer, Kondensatmenge und den Temperaturverläufen kann somit festgestellt werden, dass das Simulationsmodell in der Lage ist, das physikalische Verhalten des Prototyps eines thermoelektrischen Wäschetrockners mit einer hinreichenden Genauigkeit wiederzugeben.

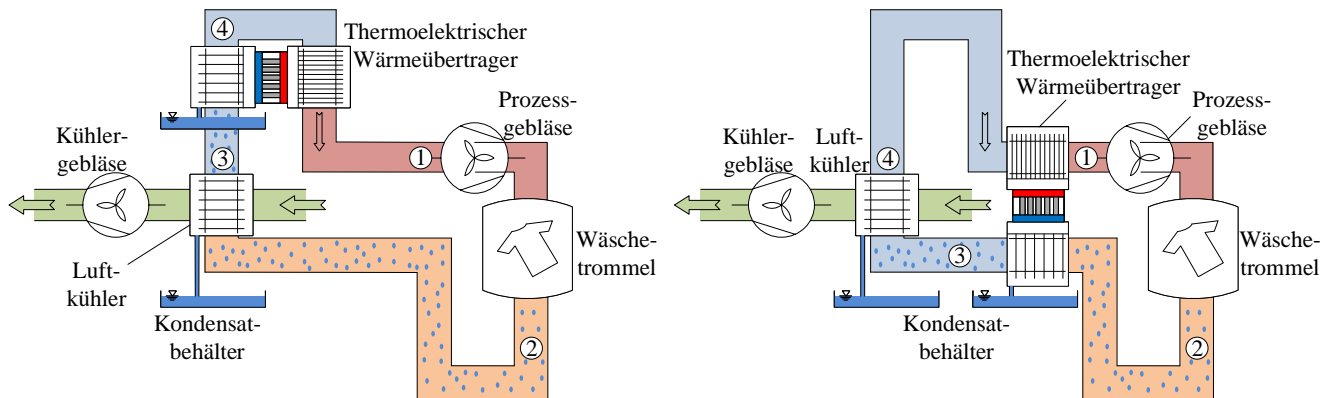
Während der Messung und der Kalibrierung des Modells an die Messdaten konnten wichtige Erkenntnisse gewonnen werden. Eine auf die Komponenten abgestimmte Auslegung des Druckverlaufs ist entscheidend für eine möglichst geringe Luftleckage während der Trocknung. Durch das Einbringen eines zusätzlichen Gebläses kann zwar der Volumenstrom erhöht werden. Durch die Veränderung des Druckniveaus insbesondere über der Wäschetrommel liegt jedoch auch eine deutlich höhere Luftleckage vor. Für die Auslegung von künftigen thermoelektrischen Serientrocknern ist folglich eine vom Druckverlauf abhängige Abdichtung der Komponenten zur Umgebung vorzusehen.

In den Modellen wird anfangs ein höherer Wärmestrom im thermoelektrischen Wärmeübertrager erzielt als er in Messauswertungen gewonnen wurde. Durch Modellieren eines thermischen Kurzschlusses im Wärmeübertrager kann diese Differenz minimiert werden. Dieser thermische Kurzschluss entstand durch die Verschraubung der warmseitigen Kühlkörper mit den Kupferplatten. Mittels dieser Verschraubung wurden die thermoelektrischen Module zwischen den beiden Wärmeübertragerstrukturen verklemmt und eine gute thermische Verbindung zu den Lamellenkörpern gewährleistet (vergleiche Abschnitt 5.2). Eine Reduzierung des thermischen Kurzschlusses kann durch die Verwendung von Unterlegscheiben aus einem schlechten Wärmeleiter bspw. aus Kunststoff erzielt werden.

Zwischen dem Austritt des TE-Wärmeübertragers und Trommeleintritt wurde im Vergleich zum Referenzsystem eines Kondensationstrockners ein stärkerer Verlustwärmestrom gemessen. Trotz Verwendung von flexiblem Isolationsrohr zur Verbindung der zusätzlichen Komponenten im Prozessluftkreislauf trat ein erhöhter Wärmestrom an die Umgebung auf. In einer künftigen Serienfertigung ist jedoch von einer starken Reduzierung der Abwärme auszugehen, da die komplette Prozessführung im Trocknergehäuse untergebracht wird. Die Lufttemperatur im Gehäuse wird im Laufe des Prozesses ansteigen und potentielle Verlustwärmeströme der einzelnen Komponenten verringern.

7.3 Alternative Systemverschaltung

Wie in Abschnitt 2.4 erwähnt, kann die Reihenfolge der Wärmeübertrager zum Abkühlen der Luft getauscht werden. Es ergeben sich zwei umsetzbare Systemanordnungen, die in Abbildung 7.11 gegenübergestellt sind.



(a) Fließschema des untersuchten Konzepts eines thermoelektrischen Wäschetrockners. (b) Fließschema des alternativen Konzepts eines thermoelektrischen Wäschetrockners.

Abbildung 7.11: Gegenüberstellung der möglichen Systemverschaltungen eines thermoelektrischen Wäschetrockners.

In Anordnung a) durchströmt die Prozessluft zunächst den Luftkühler und tritt danach in den thermoelektrischen Wärmeübertrager ein. Hierdurch wird sichergestellt, dass eine gesättigte Luft am Eintritt der Kaltseite des TE-Wärmeübertragers vorliegt. Es wird folglich größtenteils latente Wärme abgeführt, was ein Auskondensieren von Wasser aus der Luft bewirkt. Der geringe Anteil abzuführender sensibler Wärme führt zu einer Abkühlung der Luft im Bereich weniger Kelvin. Damit ergibt sich die Temperaturdifferenz zwischen Kalt- und Warmseite der Peltierelemente maßgeblich durch die Aufheizung der Warmseite.

In Anordnung b) tritt die ungesättigte Luft, die aus der Wäschetrommel strömt, in den thermoelektrischen Wärmeübertrager ein. Da die Luft ungesättigt ist, ist der Anteil sensibler Wärme höher als in Anordnung a) und die Luft kühlt stärker ab. Durch den erhöhten Temperaturgradienten auf der Kaltseite des thermoelektrischen Wärmeübertragers liegt eine geringere Temperaturdifferenz zwischen Warm- und Kaltseite der TE-Module über der Weglänge des Wärmeübertragers vor (vergleiche Abbildung 4.10). Die benötigte Wärmeabfuhr zur Vermeidung einer Überhitzung des Trocknungssystems und zur Erreichung eines gewünschten Kondensationsmassenstroms kann durch den Luftkühler flexibel gestaltet werden.

Im Folgenden werden Simulationsergebnisse der zwei Systemverschaltungen miteinander verglichen. In Tabelle 7.3 und 6.1 sind die Modellparameter für beide Verschaltungsvarianten angegeben.

Zur besseren Einordnung werden jeweils zwei Leistungsniveaus untersucht. Hierfür wird die Modulstromstärke auf einen Wert von 6 A bzw. 8 A gesetzt. In Abbildung 7.12 sind die über den TE-Wärmeübertrager gemittelten COPs für die betrachteten Varianten aufgetragen.

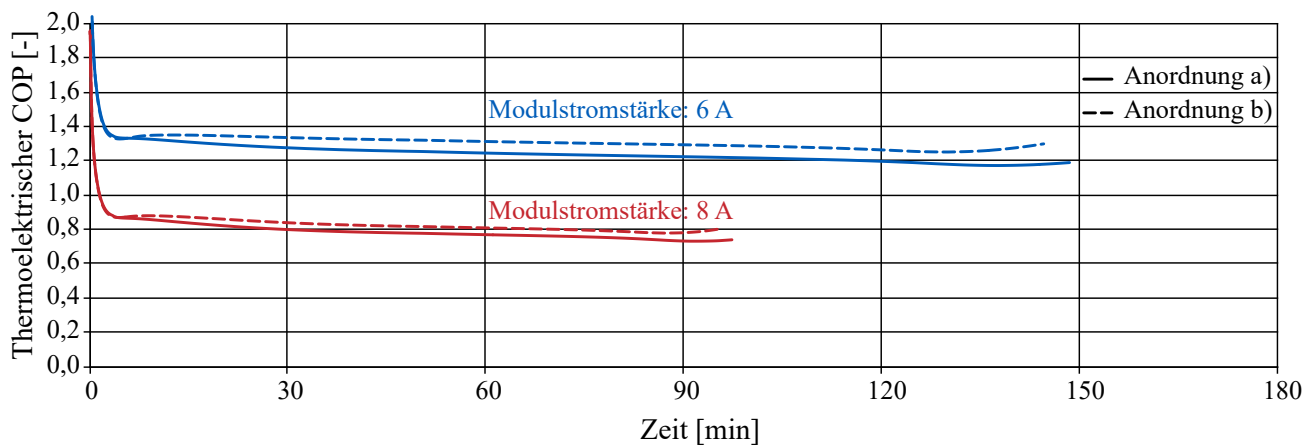


Abbildung 7.12: Verlauf des thermoelektrischen COPs für je zwei Betriebsszenarien pro Systemverschaltung.

Der Energieverbrauch und die Trockendauer sind in Tabelle 7.5 gegenübergestellt.

Tabelle 7.5: Energieverbrauch und Trockendauer der zwei Systemanordnungen des thermoelektrischen Wäschetrockners.

Modulstromstärke [A]	Systemanordnung a)		Systemanordnung b)	
	6	8	6	8
Trockendauer [min]	149	97	145	96
Energieverbrauch [kWh]	2,65	2,83	2,58	2,79

Anordnung b) ergibt bei beiden Leistungsniveaus leicht bessere Werte der Trockendauer und des Energieverbrauchs. Die ist auch in Abbildung 7.12 erkennbar. Mit dieser Anordnung liegt zu jedem Zeitpunkt ein höherer thermoelektrischer COP im Mittel an den thermoelektrischen Modulen vor.

Wie bereits in Abschnitt 2.4 erwähnt, bietet die Untersuchung von Anordnung a) praktische Vorteile. In einer potentiellen Serienfertigung ist jedoch durch die Systemanordnung b) eine weitere Steigerung der Effizienz des thermoelektrischen Trocknungsprozesses möglich. Da sich die Unterschiede der Ergebnisse im Bereich der Modellgenauigkeit bewegen, sind weiterführende detaillierte Untersuchungen der alternativen Anordnung in nachfolgenden Arbeiten durchzuführen, um diese Aussage zu bestätigen.

7.4 Bewertungskonzept

In den folgenden Abschnitten wird eine Bewertung des thermoelektrischen Wäschetrocknersystems auf Grundlage einiger Kennzahlen durchgeführt. Über die Betrachtung der absoluten Größen Trockendauer und Gesamtenergieverbrauch ist ein Vergleich zwischen unterschiedlichen Trocknungssystemen möglich. Der Gesamtenergieverbrauch berücksichtigt dabei alle elektrischen Verbraucher im System. Die Elektronik des Systems fließt mit einem konstanten Wert von $1,5\text{ W}$ ein. Die Wäschemasse der trockenen Wäsche beträgt stets 7 kg mit einer Wäscherestfeuchte zu Beginn des Trockengangs von 60% . Für die Bewertung unterschiedlicher Varianten und Konfigurationen des thermoelektrischen Trocknungssystems werden zusätzliche Kenngrößen herangezogen, die im Folgenden erläutert werden.

Zum Erreichen eines möglichst geringen Energieverbrauchs muss das Trocknungsverhalten über den gesamten Trockengang möglichst effizient sein. Zur Charakterisierung kann neben der SMER (siehe Gleichung 4.16) auch der Trocknungs-COP verwendet werden. Diese dimensionslose Kennzahl wird von Alpögger u. a. (2016) für einen Wärmepumpentrockner vorgeschlagen und berechnet. Sie gibt das Verhältnis des Enthalpiestroms des aus der Wäsche verdampften Wassers zur insgesamt aufzubringenden elektrischen Leistung an.

$$COP_{tr} = \frac{\dot{H}_{verd}}{P_{total}} = \frac{\dot{m}_{verd} \cdot \Delta h_W}{P_{total}} \quad (7.6)$$

Der Enthalpiestrom berechnet sich dabei aus dem Massenstrom des aus der Wäsche verdampfenden Wassers multipliziert mit der Verdampfungsenthalpie der Wassers bei der Kühlgrenztemperatur. Der Trocknungs-COP ist somit eine zur SMER analoge Kennzahl. Es besteht der folgende Zusammenhang zwischen den beiden Kennzahlen:

$$COP_{tr} = \frac{\dot{m}_{verd} \cdot \Delta h_W}{P_{total}} = SMER \cdot \Delta h_W \quad (7.7)$$

Wird davon ausgegangen, dass der Feuchteverlust während eines Trockengangs vernachlässigbar ist und zur gleichen Zeit die Menge Wasser in den Wärmeübertragern kondensiert wie aus der Wäsche verdampft, besteht folgender Zusammenhang zwischen der Wärmeabfuhr der latenten Wärme $\dot{Q}_{lat,ges}$ und der Trocknungsrate \dot{m}_{verd} :

$$\dot{m}_{verd} \cdot \Delta h_W = \dot{m}_{kond} \cdot \Delta h_W = \dot{Q}_{lat,ges} \quad (7.8)$$

Weiterhin ergibt sich die elektrische Gesamtleistung des Trockners zu

$$P_{total} = P_{TE} + P_{PLG} + P_{LG} + P_{Elektronik} \quad (7.9)$$

Dabei steht P_{TE} für die den thermoelektrischen Modulen zugeführte elektrische Leistung, P_{PLG} für die Leistung des Prozessluftgebläses und P_{LG} für die Leistung des Lüftergebläses. Die restlichen Nebenverbraucher werden in der Leistung $P_{Elektronik}$ zusammengefasst. Somit lässt sich der Trocknungs-COP wie folgt formulieren:

$$COP_{tr} = \frac{\dot{Q}_{ges,lat}}{P_{total}} \quad (7.10)$$

$$= \frac{\dot{Q}_{TE,k,lat}}{P_{total}} + \frac{\dot{Q}_{LK,lat}}{P_{total}} \quad (7.11)$$

Die latente Wärme wird dabei zum Teil im Luftkühler ($\dot{Q}_{LK,lat}$) und zum Teil im thermoelektrischen Wärmeübertrager ($\dot{Q}_{TE,k,lat}$) abgeführt. Bezieht man den jeweiligen Anteil auf die elektrische Gesamtleistung, gibt das Verhältnis eine Aussage über die Trocknungsgüte des jeweiligen Wärmeübertragers. Aus Gleichung 7.11 wird deutlich, dass eine höherer Austrag von latenter Wärme im thermoelektrischen Wärmeübertrager in einer geringeren Abfuhr latenter Wärme im Luftkühler resultiert.

Mit dem Trocknungs-COP und den zwei Anteilen der latenten Wärme zur Gesamtleistung werden im nächsten Abschnitt unterschiedliche Betriebsweisen des thermoelektrischen Wäschetrockners untereinander verglichen. Zur Einordnung der Rolle der Thermoelektrik im Trocknungsprozess wird außerdem der thermoelektrische COP betrachtet.

7.5 Untersuchung potentieller Einflussgrößen

Wie bereits erwähnt, beeinflusst die an den Modulen vorliegende Temperaturdifferenz maßgeblich das Betriebsverhalten der Module. Diese Temperaturdifferenz kann zum einen mittels der Thermoelektrik über die Stromstärke und die Anzahl der Module verändert werden. Es kann jedoch auch über die Wärmeübertragung des Luftkühlers und des thermoelektrischen Wärmeübertragers Einfluss auf die Modultemperaturdifferenz genommen werden. Dies ist beispielsweise über den umlaufenden Volumenstrom, den konvektiven Wärmeübergang oder die Wärmeübertragungskoeffizienten zwischen Modul und Kühlkörper möglich.

Es werden standardmäßig 12 TE-Module im TE-Wärmeübertrager modelliert. Die Luftleckageströme sind so eingestellt, dass ein gesamter Feuchteverlust eines Trockengangs von 10 % nicht überschritten wird. Die Druckverluste zwischen den einzelnen Komponenten ergeben einen gesamten Druckverlust von rund 700 Pa, der über der Zeit aufgrund von Verflusung um 50 Pa ansteigt. Dieser Druckhub ist vergleichbar mit dem eines Wärmepumpentrockners.

Sowohl die Konvektion als auch der thermische Widerstand von Wand und Kontakt beeinflussen den thermischen Widerstand der jeweiligen Wärmeübertragerseite. Am Fall der Parametereinstellung des Validierungsmodells wird deshalb zunächst untersucht, welcher der beiden

Terme jeweils größer ist und damit einen größeren Einfluss auf die Wärmeübertragung hat. Der kaltseitige thermische Widerstand berechnet sich für diesen Fall nach Gleichung 6.43 in Verbindung mit Gleichung 6.48 zu

$$R_{TE_k} = \left[\alpha_{W\ddot{U}_k} \cdot \left(\frac{A_{Wand_k}}{A_{W\ddot{U}_k}} + \eta \cdot \frac{A_{R_k}}{A_{W\ddot{U}_k}} \right) \cdot A_{W\ddot{U}_k} \right]^{-1} + \left[\alpha_{Innen_k} \cdot A_{TE_{Kontakt_k}} \right]^{-1} \quad (7.12)$$

$$= \left[50 \text{ W}/(m^2K) \cdot \left(\frac{0,125}{3,5} + 0,5 \cdot \frac{3,375}{3,5} \right) \cdot 3,5 \text{ m}^2 \right]^{-1} + \left[30000 \text{ W}/(m^2K) \cdot 0,03 \text{ m}^2 \right]^{-1} \quad (7.13)$$

$$= \frac{1 \text{ K}}{90 \text{ W}} + \frac{1 \text{ K}}{900 \text{ W}} \quad (7.14)$$

Der warmseitige thermische Widerstand kann analog berechnet werden:

$$R_{TE_w} = \left[\alpha_{W\ddot{U}_w} \cdot \left(\frac{A_{Wand_w}}{A_{W\ddot{U}_w}} + \eta \cdot \frac{A_{R_w}}{A_{W\ddot{U}_w}} \right) \cdot A_{W\ddot{U}_w} \right]^{-1} + \left[\alpha_{Innen_w} \cdot A_{TE_{Kontakt_w}} \right]^{-1} \quad (7.15)$$

$$= \left[100 \text{ W}/(m^2K) \cdot \left(\frac{0,125}{7} + 0,5 \cdot \frac{6,875}{7} \right) \cdot 7 \text{ m}^2 \right]^{-1} + \left[2900 \text{ W}/(m^2K) \cdot 0,03 \text{ m}^2 \right]^{-1} \quad (7.16)$$

$$= \frac{1 \text{ K}}{356 \text{ W}} + \frac{1 \text{ K}}{87 \text{ W}} \quad (7.17)$$

Die Wärmeübertragung der Warm- bzw. Kaltseite wird durch den Betrag des größeren Teilwiderstands beeinflusst (vergleiche Abbildung 6.7). Zur Variation der jeweiligen Wärmeübertragerseite sind in Tabelle 7.6 Szenarien mit unterschiedlichen Werten für $\alpha_{W\ddot{U}_j}$ und α_{Innen_j} , für die thermischen Widerstände R_{konv_j} und R_{Innen_j} und für den Gesamtwiderstand aufgestellt.

Für die Wärmeübergangskoeffizienten bei erzwungener Konvektion und vorliegender Geometrie liegen in Anlehnung an VDI (2006) typische Werte zwischen 50 und 150 W/(m²K). In den folgenden Untersuchungen werden deshalb die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten in diesem Bereich variiert.

Betrachtet man den bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten von Wand und Kontakt vereinfachend nur die Kontaktierung, so ist beispielsweise für einen Wert von 30.000 W/(m²K) die Kontaktschicht 0,01 mm dick. Hierbei wird eine Wärmeleitfähigkeit der Kontaktschicht von 10 W/(mK) angenommen, welches einer guten Wärmeleitpaste entspricht. Wird der Wärmeleitwiderstand des Wärmeübertragers in der Berechnung mit berücksichtigt, muss entweder die Kontaktschicht dünner als 0,01 mm sein, oder die Wärmeleitfähigkeit der Kontaktschicht ansteigen, um einen Wärmeübergangskoeffizienten von 30.000 W/(m²K) zu erreichen. Da dieser Wert an der Grenze des technisch realisierbaren Bereichs liegt, wird er in den folgenden Untersuchungen als obere Grenze angenommen. Als technisch gut realisierbar

wird außerdem ein Wärmeübertragungskoeffizient von Wand und Kontakt von $2.900 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ angenommen. Dieser Wert wurde durch die Kalibrierung des Wärmeübertragermodells mit Messdaten des Prototypenprüfstands gewonnen. Er wird deshalb in den folgenden Untersuchungen als untere Grenze angenommen. Eine Untersuchung der Grenzkombinationen aus Tabelle 7.6 wird im folgenden Abschnitt 7.5.1 durchgeführt.

Tabelle 7.6: Parametervariation des thermoelektrischen Wärmeübertragers.

Kaltseite					
Szenario	$R_{TE_k} [K/W]$	$R_{konv_k} [K/W]$	$R_{Innen_k} [K/W]$	$\alpha_{W\ddot{U}_k} [W/(\text{m}^2\text{K})]$	$\alpha_{Innen_k} [W/(\text{m}^2\text{K})]$
K1	209^{-1}	272^{-1}	900^{-1}	150	30.000
K2	82^{-1}	90^{-1}	900^{-1}	50	30.000
K3	78^{-1}	90^{-1}	600^{-1}	50	20.000
K4	69^{-1}	90^{-1}	300^{-1}	50	10.000
K5	45^{-1}	90^{-1}	90^{-1}	50	3.000
Warmseite					
Szenario	$R_{TE_w} [K/W]$	$R_{konv_w} [K/W]$	$R_{Innen_w} [K/W]$	$\alpha_{W\ddot{U}_w} [W/(\text{m}^2\text{K})]$	$\alpha_{Innen_w} [W/(\text{m}^2\text{K})]$
W1	336^{-1}	535^{-1}	900^{-1}	150	30.000
W2	192^{-1}	535^{-1}	300^{-1}	150	10.000
W3	163^{-1}	356^{-1}	300^{-1}	100	10.000
W4	70^{-1}	356^{-1}	87^{-1}	100	2.900
W5	58^{-1}	178^{-1}	87^{-1}	50	2.900

Eine weitere potentielle Einflussgröße ist der umlaufende Prozessluftvolumenstrom, dessen Erhöhung den übertragbaren Wärmestrom steigert. Bei einer ganzheitlichen Betrachtung des Wäschetrockners bewirkt eine Erhöhung des Volumenstroms auch eine Erhöhung der Druckverluste. Die damit einhergehende Erhöhung der elektrischen Gebläseleistung kann sich schnell stärker auf den Trocknungs-COP (siehe Abschnitt 7.4) auswirken als der aus der höheren Kälteleistung resultierende gesteigerte Kondenswassermassenstrom. Die genaue Einstellung des Volumenstroms muss deshalb am jeweils vorliegenden Gerät vorgenommen werden.

7.5.1 Untersuchung des thermoelektrischen Wärmeübertragers

Die Einflussfaktoren auf die Wärmeübertragung werden im Folgenden am Komponentenmodell des thermoelektrischen Wärmeübertragers unter stationären Randbedingungen untersucht. Das Modell ist in Abbildung 7.13 dargestellt und die Eintrittsbedingungen der Prozessluft sind in Tabelle 7.7 zusammengefasst.

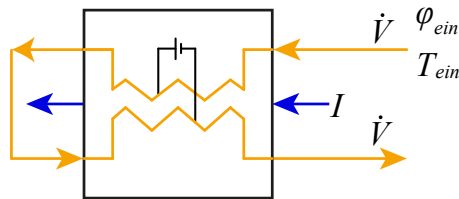


Abbildung 7.13: Simulationsmodell des thermoelektrischen Wärmeübertragers mit konstanten Randbedingungen.

Tabelle 7.7: Randbedingungen der Prozessluft am Eintritt des Simulationsmodells.

Eintrittstemperatur	T_{ein}	50 °C
Eintrittsfeuchte	φ_{ein}	100 %
Volumenstrom	\dot{V}	200 m ³ /h

In Tabelle 7.8 sind vier Kombinationen von Szenarien aus Tabelle 7.6 aufgeführt, die Grenzfälle der thermischen Anbindungsgüte darstellen. In Abbildung 7.14 sind die Kälteleistung und der thermoelektrische COP der Kombinationen aus Tabelle 7.8 dargestellt.

K steht dabei für die thermische Anbindung der Kaltseite, W für die der Warmseite. Mit 1 wird eine gute thermische Anbindung bezeichnet und mit 5 eine schlechte thermische Anbindung. Es ist erkennbar, dass eine Erhöhung sowohl des kaltseitigen als auch des warmseitigen thermischen Widerstands die maximal erzielbare Kälteleistung eines Moduls verringert. Dabei ist der Einfluss des warmseitigen Widerstands deutlich größer als der der Kaltseite.

Wird der thermische Widerstand der Kaltseite verändert ($K1 \rightarrow K5$), variiert zwar die Kälteleistung. Das Maximum befindet sich jedoch stets bei der gleichen Stromstärke. Bei Variation des thermischen Widerstands der Warmseite ($W1 \rightarrow W5$) wird das Maximum der Kälteleistung bei unterschiedlichen Stromstärken erreicht. Bei Erhöhung der eingestellten Stromstärke kann bei höheren warmseitigen Widerständen ab einem gewissen Punkt keine Kälteleistung mehr vom Modul aufgenommen werden. Bei weiterhin steigender Stromstärke wird dann Wärme auf beiden Seiten des Wärmeübertragers abgegeben und der thermoelektrische COP sinkt unter 0. Hierdurch ist keine Abkühlung der Luft und damit kein Auskondensieren mehr erreichbar.

Tabelle 7.8: Grenzbetrachtung der thermischen Anbindung des thermoelektrischen Wärmeübertragers.

	$R_{TE_k}[K/W]$	$R_{TE_w}[K/W]$
K1W1	209^{-1}	336^{-1}
K5W1	45^{-1}	336^{-1}
K5W5	45^{-1}	58^{-1}
K1W5	209^{-1}	58^{-1}

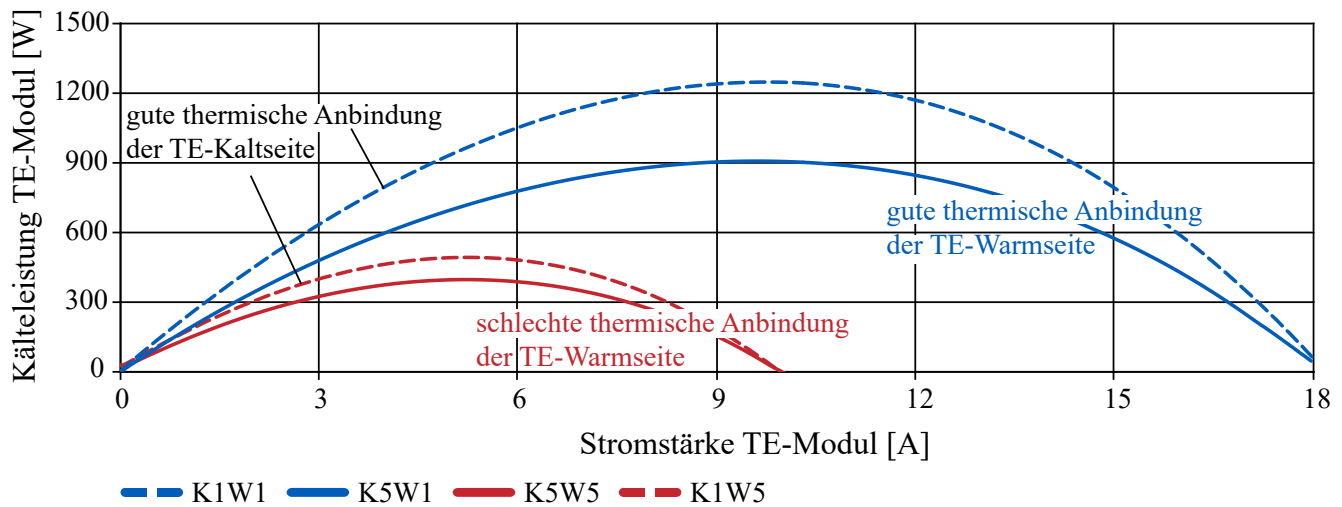


Abbildung 7.14: Kälteleistung des thermoelektrischen Wärmeübertragers bei unterschiedlich guter thermischer Anbindung der Module.

Um eine hohe Kondensationsrate zu gewährleisten, ist folglich der thermische Widerstand auf der Warmseite des Wärmeübertragers und damit auch die Kontaktierung von essentieller Bedeutung für die ordnungsgemäße Funktion eines thermoelektrischen Wärmeübertragers für die Wäschetrocknung.

Da sich die elektrische Leistungsaufnahme nur geringfügig aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Materialparameter ändert, ist der thermoelektrische COP von der abführbaren Kälteleistung abhängig. Mit höheren thermischen Widerständen des Wärmeübertragers wird somit auch der thermoelektrische COP abnehmen.

Im Folgenden werden drei Szenarien definiert, die in den weiteren Abschnitten näher untersucht werden. Diese unterscheiden sich in der Güte der thermischen Anbindung des thermoelektrischen Wärmeübertragers an die Prozessluft bei ansonsten gleichen Einstellungen. In einem *Szenario A* wird von einer guten thermischen Anbindung des thermoelektrischen Wärmeübertragers an die Prozessluft ausgegangen. Hierfür werden die Parametereinstellungen von K1 für die Wärmeübertragerkaltseite und W1 für die Warmseite verwendet (vergleiche Tabelle 7.6). Das *Szenario B* beinhaltet die Parametereinstellungen des thermoelektrischen

Wärmeübertragers vom Validierungsmodell (K2 und W4, vergleiche Abschnitt 7.2.2). Mit dem *Szenario C* wird der Fall einer schlechten thermischen Anbindung betrachtet, die unter Kostendruck realisiert wird. In diesem Szenario werden die Parametereinstellungen K5 und W5 für den thermoelektrischen Wärmeübertrager zu Grunde gelegt. Die Werte der thermischen Gesamtwiderstände nach Gleichung 6.43 des jeweiligen Szenarios sind in Tabelle 7.9 zusammengefasst.

Tabelle 7.9: Szenarien des thermoelektrischen Wärmeübertragers unterschiedlicher thermischer Anbindungsgüte.

Szenario	$R_{TE_k}[K/W]$	$R_{TE_w}[K/W]$
Szenario A	209^{-1}	336^{-1}
Szenario B	82^{-1}	70^{-1}
Szenario C	45^{-1}	58^{-1}

In Abbildung 7.15 sind Kälteleistung und thermoelektrischer COP für die drei Wärmeübertragerszenarien über der Stromstärke aufgetragen. Für eine Stromstärke von 6 A ist in Abbildung 7.16 der Temperaturverlauf über der Wärmeübertragergeometrie dargestellt. Die feuchte Luft tritt rechts auf der Kaltseite in den Wärmeübertrager ein, und nach einer 180°-Umlenkung rechts auf der Warmseite aus.

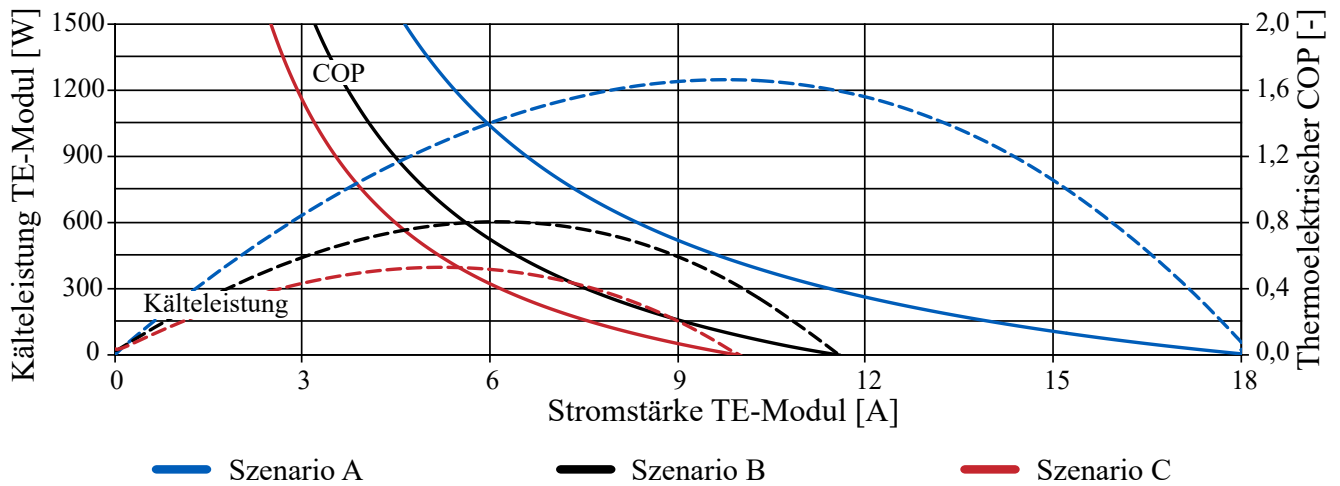


Abbildung 7.15: Kälteleistung und COP über der Modulstromstärke der drei Wärmeübertragerszenarien.

Wie in Kapitel 4 erwähnt, liegt der technisch relevante Betriebsbereich thermoelektrischer Module zwischen der Stromstärke maximaler Kälteleistung $I_{\dot{Q},max}$ und der Stromstärke bei maximal erzielbarem COP $I_{COP,max}$. Aus Abbildung 7.15 kann entnommen werden, dass der

Betriebsbereich für das *Szenario A* deutlich größer ist als für das *Szenario C*. Je schlechter folglich die thermische Anbindung ist, desto geringer kann über die Modulstromstärke Einfluss auf die Kälteleistung genommen werden.

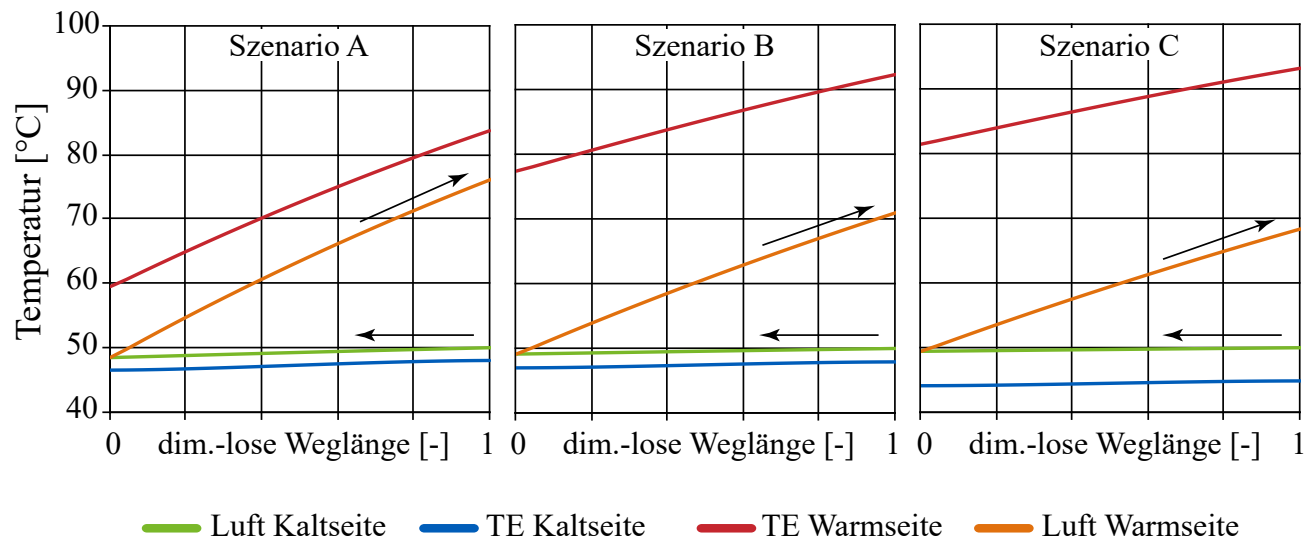


Abbildung 7.16: Temperaturverlauf über der Weglänge des Wärmeübertragers der drei Szenarien bei 6 A Modulstromstärke.

7.5.2 Untersuchung des thermoelektrischen Wäschetrockners

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Modulstromstärke und der Anzahl Module auf das Wäschetrocknersystem untersucht. Die Betrachtung des gesamten Trockengangs berücksichtigt den zusätzlichen zeitlichen Verlauf der Lufttemperatur, der die Wärme- und Stoffübertragung in der Wäschetrommel beeinflusst. Je höher die Temperatur ist, desto mehr Feuchtigkeit kann die Luft aus der Wäsche aufnehmen und desto höhere Trocknungsgeschwindigkeiten sind erreichbar.

Für die in Tabelle 7.9 definierten Szenarien werden die Kenngrößen Energieverbrauch und Trockendauer in Abbildung 7.17 über der eingestellten Modulstromstärke dargestellt. Die Modulstromstärke ist dabei über den gesamten Trockengang konstant auf den jeweiligen Wert festgelegt. Ab einer gewissen Modulstromstärke übersteigt die Trommelaustrittstemperatur für das jeweilige Szenario während der Trocknung die vorgegebene Grenztemperatur von 75 °C. Aus Sicherheitsgründen würde die Leistung reduziert werden müssen, wodurch keine direkte Vergleichbarkeit mit den bei geringeren Modulstromstärken gewonnenen Werten gegeben ist. Die Ergebnisse dieser Einstellungen werden deshalb nicht mit aufgeführt. Weiterhin werden nur Ergebnisse aufgetragen, die in weniger als 360 Minuten die Wäsche trocknen. Das Simulationsmodell ist in Abbildung 6.1 dargestellt und die Parameter des Gesamtsystems sind in Tabelle 6.1 aufgestellt.

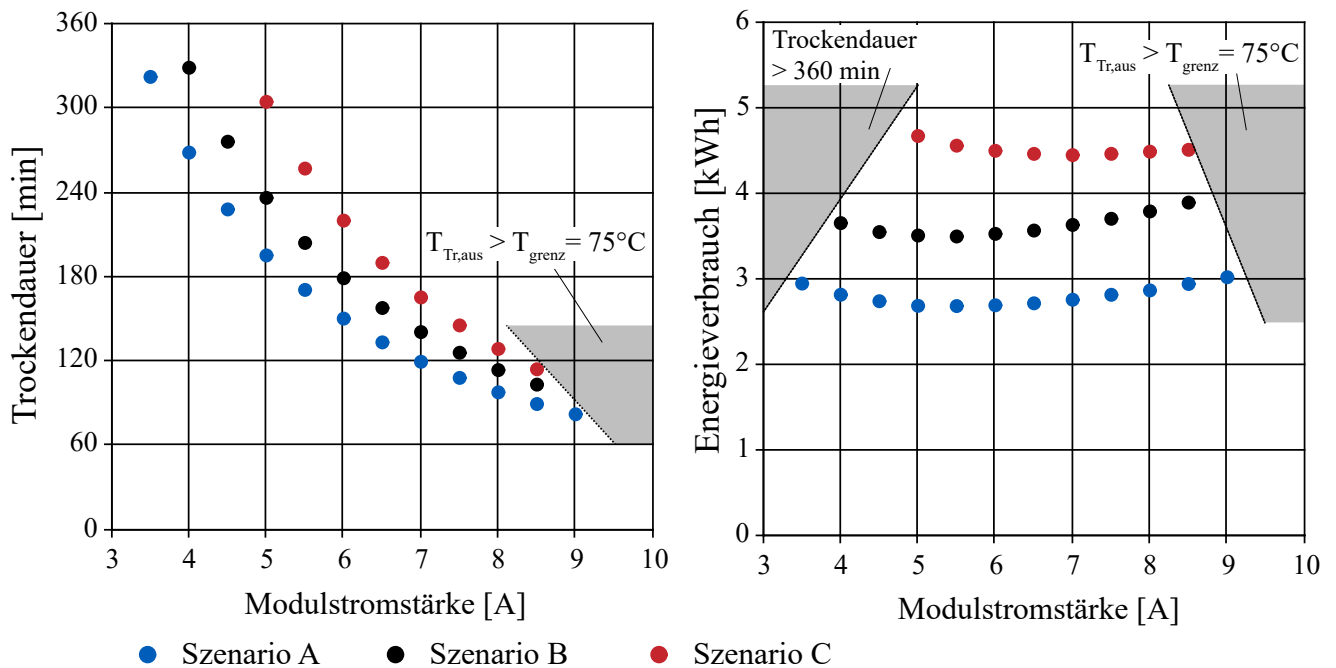


Abbildung 7.17: Trockendauer und Energieverbrauch der drei Szenarien mit 12 Modulen bei unterschiedlichen Modulstromstärken.

In Abbildung 7.17 ist erkennbar, dass bei guter thermischer Anbindung (*Szenario A*) sowohl die Trockendauer als auch der Energieverbrauch am geringsten ist und diese mit steigendem thermischem Widerstand ansteigen. Für das *Szenario B* ist mit einer höheren Stromstärke eine ähnliche Trockendauer wie mit dem optimistischen Szenario erreichbar. Die minimale Trockendauer ist jedoch höher, da bereits bei einer geringeren Stromstärke die Grenztemperatur am Trommelaustritt erreicht ist. Der minimale Energieverbrauch wird mit der selben Stromstärke erreicht wie im *Szenario A* (5,5 A). Dieser liegt jedoch etwa 1 kWh höher als bei optimaler thermischer Anbindung. Für das *Szenario C* ist die minimale Trockendauer mit knapp 120 Minuten fast 50 % höher als für das *Szenario A*. Im Gegensatz zu den anderen beiden Szenarien wird der minimale Energieverbrauch bei einer höheren Modulstromstärke von 7 A erreicht.

Aus den Variationsrechnungen der drei Szenarien können zwei grundsätzliche Betriebsweisen abgeleitet werden, die sich in der Höhe der eingestellten Modulstromstärke unterscheiden. Bei der Betriebsweise, die zur minimalen Trockendauer führt, wird eine hohe Leistung über die thermoelektrischen Module an die Prozessluft übertragen. Hierbei wird die Leistungszufuhr dadurch begrenzt, dass die Temperaturgrenzen eingehalten werden müssen. Die zweite Betriebsweise hat einen minimalen Energieverbrauch eines Trockengangs zum Ziel. Bei dieser Betriebsweise wird die Modulstromstärke so eingestellt, dass die Kombination der Leistungsaufnahme konstanter Verbraucher und thermoelektrischer Module über den gesamten Trocknungsverlauf zu einem minimalen Energieverbrauch führen.

Die Leistungsaufnahme eines thermoelektrischen Wäschetrockners (TEWT) setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen. Für die drei untersuchten Szenarien sind die Energieanteile bei unterschiedlichen Modulstromstärken in Abbildung 7.18 gegenübergestellt.

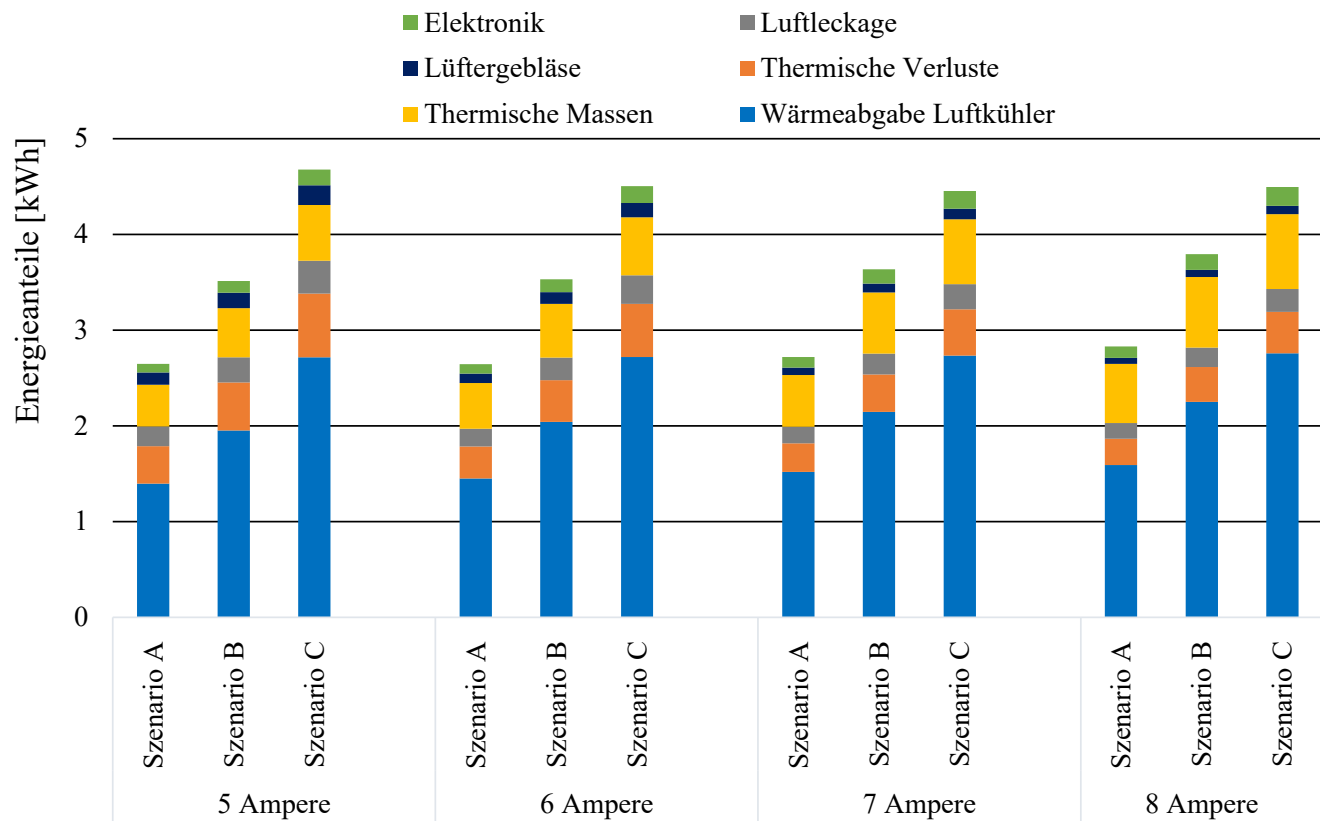


Abbildung 7.18: Energieanteile des Gesamtenergieverbrauchs der drei Szenarien bei unterschiedlichen Modulstromstärken.

Die dargestellten Anteile am Gesamtenergieverbrauch sind von verschiedenen Faktoren abhängig. Mit steigender Stromstärke wird eine höhere elektrische Leistung über die thermoelektrischen Module in das System eingebracht und das Temperaturniveau im gesamten Kreislauf steigt an. Dadurch erhöht sich die Wärmeabgabe über den Luftkühler an die Umgebung. Je höher das Temperaturniveau ist, desto mehr Energie wird in den thermischen Massen des Wäschetrockners gespeichert. Außerdem kann bei höherem Temperaturniveau mehr Wasser von der Wäsche an die Luft abgegeben werden und der Trockengang ist früher beendet. Je höher die elektrische Leistungsaufnahme ist, desto höher ist auch der Anteil der Verluste über die Elektronik. Die konstante Leistung des Lüftergebläses hat folglich bei geringen Stromstärken und längeren Trockenzeiten einen größeren Einfluss. Auch die Luftleckage hat bei längeren Trockendauern einen größeren Anteil. Außerdem ist der Anteil der thermischen Verluste bei längeren Trockendauern größer als bei einer kurzen Trocknung. Eine verlängerte Trockendauer beeinflusst folglich die thermische Verlustwärme stärker als der Unterschied der Temperaturniveaus zwischen hoher und niedriger Leistungsaufnahme.

Zur Analyse des jeweilig minimalen Energieverbrauchs wird für die drei Szenarien der über die Zeit gemittelte Trocknungs-COP COP_{tr} untersucht (vergleiche Abschnitt 7.4). Zusätzlich werden die Verhältnisse $\frac{\dot{Q}_{TE,k,lat}}{P_{total}}$ und $\frac{\dot{Q}_{LK,lat}}{P_{total}}$ betrachtet, welche eine Aussage über die Trocknungsgüte des jeweiligen Wärmeübertragers geben. Die drei Kenngrößen sind in Abbildung 7.19 für die drei Szenarien bei unterschiedlichen Modulstromstärken aufgetragen.

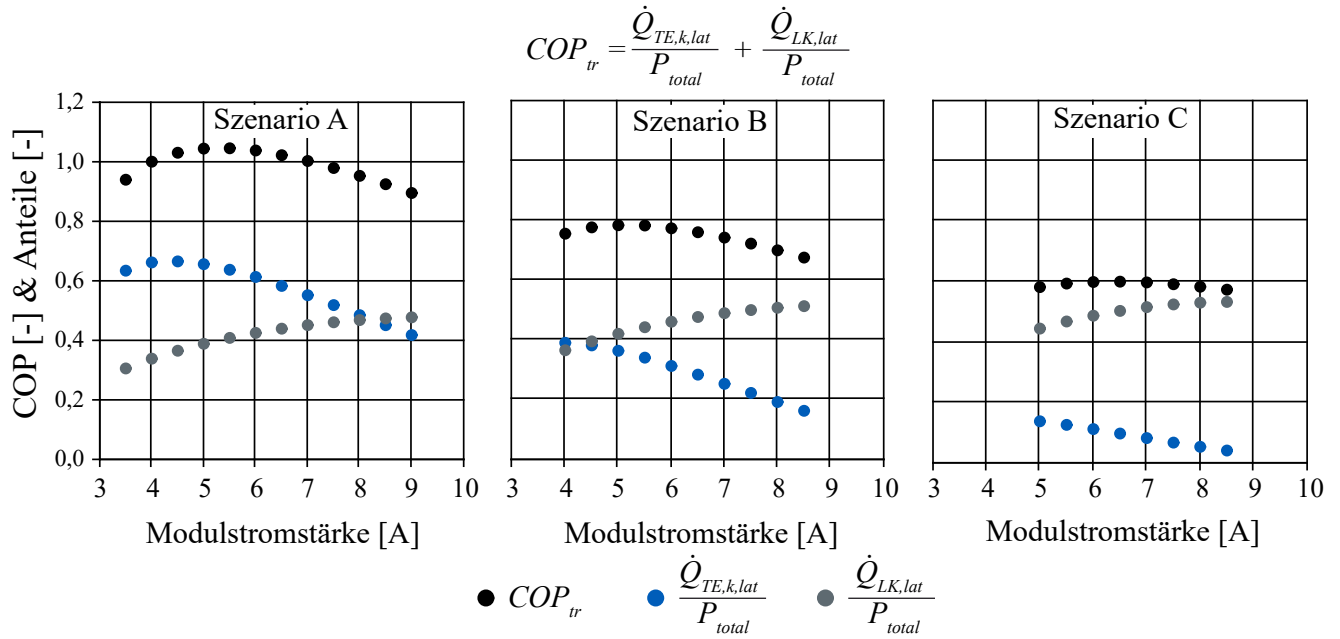


Abbildung 7.19: Trocknungs-COP der drei Szenarien bei unterschiedlichen Stromstärken. In blau und grau sind die Anteile von thermoelektrischer Trocknung und Umgebungsluftkühlung dargestellt.

Bei guter thermischer Anbindung kann ein höherer Wärmestrom über die thermoelektrischen Module geleitet werden als bei einer schlechten thermischen Anbindung wie im *Szenario C*. Die Modultemperaturdifferenz ist dann im Mittel geringer und der thermoelektrische COP - und damit das Verhältnis $\frac{\dot{Q}_{TE,k,lat}}{P_{total}}$ - erreicht höhere Werte.

Bei höherer Leistungszufuhr liegt aufgrund des höheren Temperaturniveaus im Kreislauf auch eine größere treibende Temperaturdifferenz am Luftkühler vor. Dies führt zu einem stärkeren Anteil des Luftkühlers am Trocknungs-COP. Außerdem bildet sich bei einer höheren Leistungszufuhr ein größerer Temperaturhub zwischen der Warm- und Kaltseite der thermoelektrischen Module aus (siehe Abbildung 4.2). Je höher der Temperaturunterschied dieser beiden Seiten ist, desto weniger Kühlleistung kann bei einer konstanten Stromstärke abgeführt werden (vergleiche Abbildung A.1) und desto geringer ist der thermoelektrische COP.

Der maximale Trocknungs-COP wird jeweils bei der Stromstärke erreicht, bei der die Abnahme des thermoelektrischen Anteils gleich der Zunahme des Luftkühleranteils am Trocknungs-COP ist. Der Trocknungs-COP eines thermoelektrischen Wäschetrockners ist stets größer als der eines Kondensationstrockners, der ungefähr dem Verhältnis $\frac{\dot{Q}_{LK,lat}}{P_{total}}$ entspricht.

Für verschiedene Modulanzahlen im thermoelektrischen Wärmeübertrager des *Szenarios C* werden die Kenngrößen Energieverbrauch und Trockendauer in Abbildung 7.20 über der eingestellten Modulstromstärke dargestellt.

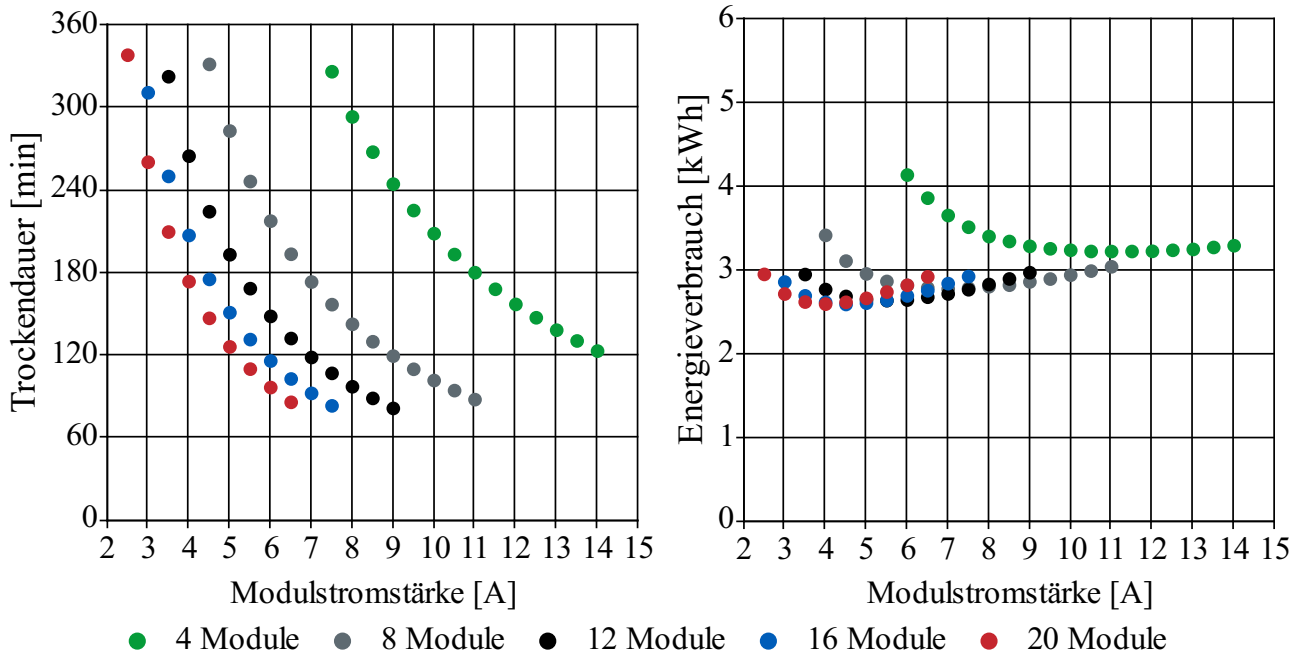


Abbildung 7.20: Trockendauer und Energieverbrauch mit verschiedener Modulanzahl im thermoelektrischen Wärmeübertrager bei unterschiedlichen Modulstromstärken.

Bei diesem Vergleich werden alle Einstellungen des thermoelektrischen Wärmeübertragers, wie Wärmeübertragerfläche oder thermische Wärmeübergänge, konstant gehalten. Es wird ausschließlich die Modulanzahl verändert und die damit einhergehende Kontaktfläche der thermoelektrischen Module zu den luftseitigen Wärmeübertragern.

Eine bestimmte elektrische Leistung wird grundsätzlich mit vielen Modulen bei einer geringeren Stromstärke erreicht als mit wenigen. Dadurch verkleinert sich der technisch relevante Betriebsbereich (vergleiche Abbildung 4.3) mit steigender Modulanzahl. Da bei der selben Stromstärke bei mehr Modulen aufgrund der Leistungssteigerung im Mittel eine höhere Temperaturdifferenz anliegt, wird die Stromstärke maximalen COPs $I_{COP,max}$ erst bei höheren Stromstärken erreicht. Gleichzeitig wird mit mehr Modulen bereits bei geringeren Stromstärken die Grenztemperatur am Trommelaustritt erreicht. Aus diesem Grund sind mit steigender Modulanzahl weniger Betriebskonfigurationen dargestellt.

Mit 12 und mehr Modulen kann die Wäsche etwa gleich schnell getrocknet werden. Erst bei weniger als 12 Modulen nimmt die Kontaktfläche der thermoelektrischen Module so stark ab, dass der Wärmestrom über den thermoelektrischen Wärmeübertrager begrenzt wird. Auf-

grund des erhöhten thermischen Kontaktwiderstands wird bei geringerer Modulleistung die Grenztemperatur am Trommelaustritt erreicht und die minimale Trockendauer erhöht sich mit sinkender Modulanzahl.

Die Betriebsweise minimalen Energieverbrauchs wird mit mehr Modulen bei einer geringeren Stromstärke erreicht. Je näher diese an der Stromstärke maximalen COPs liegt, desto effizienter arbeiten die thermoelektrischen Module. Aus diesem Grund wird der minimalen Energieverbrauch ab einer gewissen Modulanzahl, bei der die Modulstromstärke unter $I_{COP,max}$ liegt, wieder ansteigen. Ein weiterer Einfluss auf den Energieverbrauch ist der thermische Kontaktwiderstand, der mit sinkender Modulanzahl ansteigt. Der thermoelektrische Trocknungs-COP sinkt und der Anteil aller restlichen elektrischen Verbraucher steigt an. Das Verbrauchsminimum liegt dann auf einem höheren Niveau (vergleiche Abbildung 7.18).

Es können somit bei der Variation der Modulanzahl zwei Einflüsse auf das Betriebsverhalten festgestellt werden: Die Nähe der vorliegenden Stromstärke an $I_{COP,max}$ und die Höhe des thermischen Kontaktwiderstands der thermoelektrischen Module zum Lamellenkörper. Die Entscheidung, wie viele Module im thermoelektrischen Wärmeübertrager eingebaut werden sollen, hängt neben wirtschaftlichen Faktoren von der thermischen Kontaktierungsgüte und dem zur Verfügung stehenden Platz für thermoelektrische Module im Wärmeübertrager ab.

7.6 Optimierung der Betriebsweise eines thermoelektrischen Wäschetrockners

Aufgrund des dynamischen Prozessverlaufs eines Wäschetrockners (vergleiche Abschnitt 2.1) ist ein Potential gegeben, über die zeitliche Variation von Steuergrößen die Zielgrößen Energieverbrauch bzw. Trockendauer zu optimieren. Für einen Wärmepumpentrockner führt Alpögger (2018) eine Optimierung dynamischer Steuergrößen durch. Zur Abschätzung des Optimierungspotentials der aus der Parameterstudie gewonnenen Ergebnisse werden Optimalsteuerungsprobleme des thermoelektrischen Wäschetrocknersystems formuliert. Diese werden mit Hilfe des Softwarepakets MUSCOD-II des Interdisziplinären Zentrums für wissenschaftliches Rechnen der Universität Heidelberg gelöst (Bock u. Plitt, 1984; Hoffmann u. a., 2011; Leineweber u. a., 2003). Hierzu werden die Optimierungsprobleme nach dem Mehrzielverfahren diskretisiert und mit Algorithmen der Sequentiellen Quadratischen Optimierung gelöst.

Das bestehende Simulationsmodell muss dafür zunächst als Optimalsteuerungsproblem formuliert werden, wobei analog zu Gräber (2014) vorgegangen wird. Die zu minimierende Funktion - auch Kostenfunktion genannt - ist zum einen die integrierte Leistungsaufnahme und zum anderen die Trockendauer. Als Steuergrößen sind die Modulstromstärke und die Drehzahlen von Prozessluftgebläse und Lüftergebläse definiert. Als Nebenbedingung wird eine maximale

Trommelaustrittstemperatur von 75 °C festgelegt. Der Trockengang wird in 50 gleich große Zeitschritte unterteilt, wobei für jeden Zeitschritt die genannten Steuergrößen vom Löser geändert werden können. Für das *Szenario A* wird exemplarisch der zeitliche Verlauf der optimierten Steuergrößen der zwei Betriebsweisen in Abbildung 7.21 und 7.22 dargestellt. Die Gebläsedrehzahlen sind zur Übersichtlichkeit auf die jeweilige Maximaldrehzahl normiert.

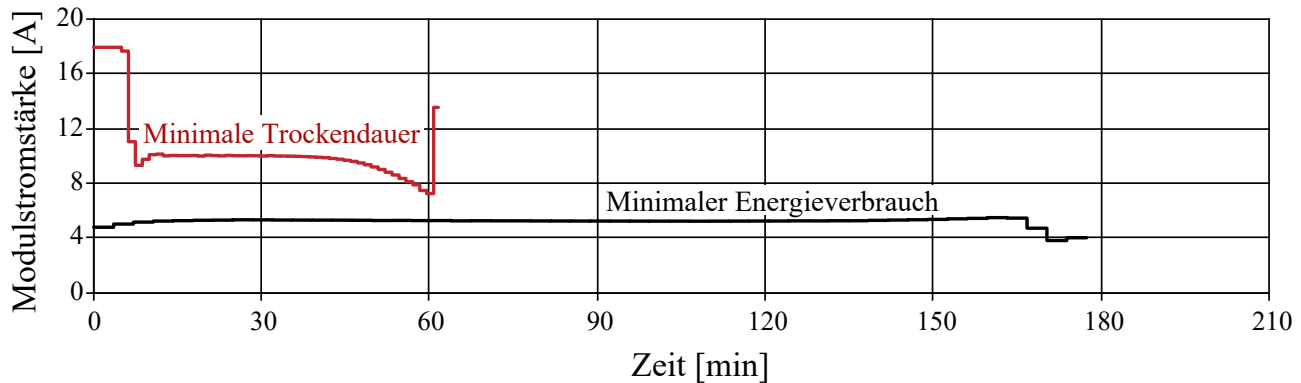


Abbildung 7.21: Zeitlicher Verlauf der optimierten Modulstromstärke beider Betriebsstrategien eines thermoelektrischen Wäschetrockners für das *Szenario A*.

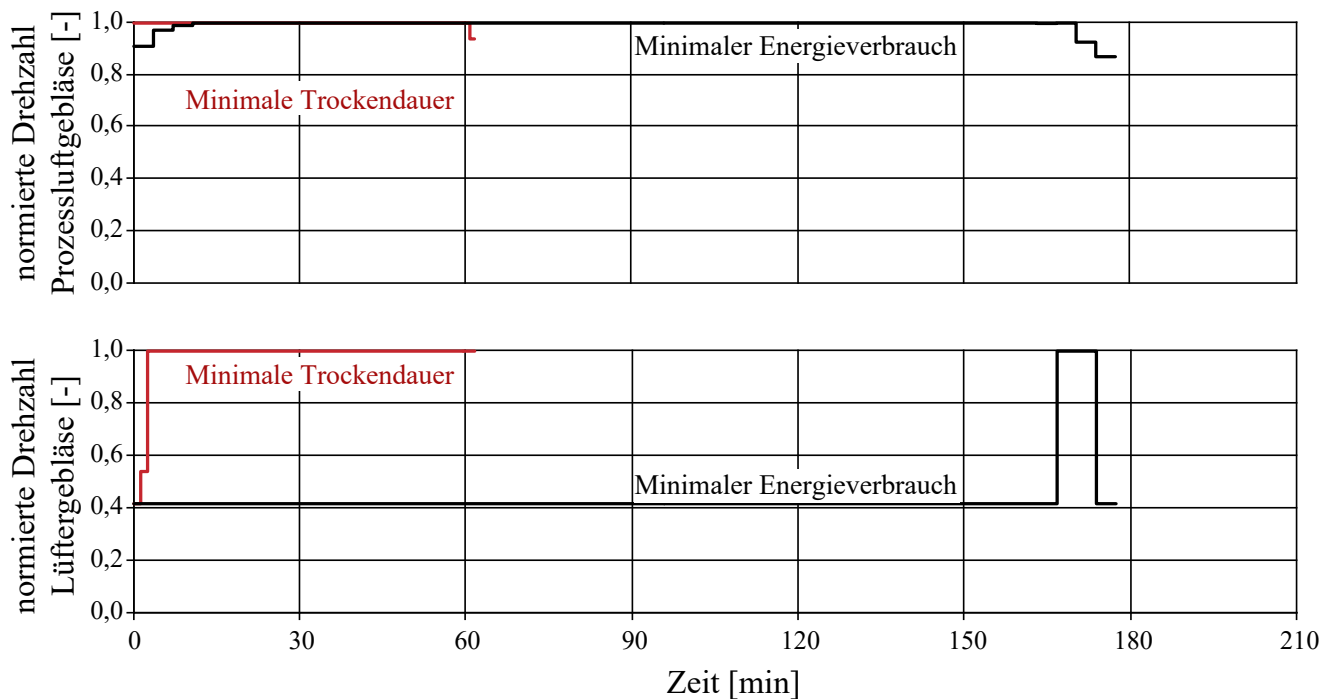


Abbildung 7.22: Zeitlicher Verlauf der optimierten Drehzahlen beider Betriebsstrategien eines thermoelektrischen Wäschetrockners für das *Szenario A*.

Für die Betriebsweise der minimalen Trockendauer trat beim *Szenario B* und *Szenario C* ein systembedingtes Schwingungsverhalten der Modulstromstärke auf. Aus dem Steuergrößenverlauf des *Szenarios A* konnte eine Betriebsstrategie abgeleitet werden, die mit Hilfe einer einfachen PI-Regelung die gleichen oder bessere Ergebnisse des Energieverbrauchs und der Trockendauer wie die schwankenden Werte der Optimalsteuerung erreichte. Bei höchster Gebläsedrehzahl wird die Modulstromstärke so eingestellt, dass die Grenzwerte der Trommeleintritts- und -austrittstemperatur möglichst schnell erreicht werden und diese auf Dauer nicht überschreiten. Zu Beginn der Trocknung ist die Stromstärke auf Grund der Trägheit der thermischen Massen nur so hoch eingestellt, dass die Lufttemperatur nur wenige Sekunden die Grenztemperatur überschreitet. Gegen Ende der Trocknung ist nur noch wenig Wasser in der Wäsche gebunden und die Menge an verdampfendem Wasser reduziert sich (vergleiche Abbildung 2.1). Damit wird weniger latente Wärme von der Luft an die Wäsche übertragen und die Luft kühlt weniger ab. Um ein unerwünschtes Ansteigen der Trommelaustrittstemperatur zu verhindern, muss deshalb die Leistung der Module über die Stromstärke mit abnehmender Wäscherestfeuchte gesenkt werden. Der kurze Leistungsanstieg vor Trocknungsende dient einer schnellen Auskondensation des restlichen Wasser und hat aufgrund der geringen Dauer kaum Einfluss auf das Temperaturniveau im Luftkreislauf.

Beim Vergleich der Steuergrößenverläufe der beiden Betriebsweisen ist ein deutlicher Unterschied in der Modulstromstärke erkennbar. Diese wird zum Erreichen eines minimalen Energieverbrauchs so eingestellt, dass während des Trocknungsprozesses ein möglichst hoher thermoelektrischer COP erreicht wird. Für die Erwärmungsphase und die Phase konstanter Trocknungsgeschwindigkeit (vergleiche Abbildung 2.1) wird bei der im thermoelektrischen Wärmeübertrager im Mittel vorliegende Temperaturdifferenz (siehe Abbildung 4.2) die Modulstromstärke optimalen COPs $I_{COP,max}$ eingestellt. Kurz vor Beendigung des Trockengangs wird die Modulstromstärke stark reduziert. Aufgrund der hohen thermischen Masse des thermoelektrischen Wärmeübertragers kühlt sich dieser langsam ab und auf beiden Seiten wird Wärme an die Luft abgegeben. Die restliche Wassermenge aus der Wäsche wird ausschließlich über den Luftkühler auskondensiert. Nur in diesem Zeitabschnitt wird die Drehzahl des Lüftergebläses erhöht, um die Wärmeabfuhr über den Luftkühler zu steigern (siehe Abbildung 7.22). Die restliche Zeit ist das Lüftergebläse auf minimaler Drehzahl eingestellt.

Für die Betriebsweisen des minimalen Energieverbrauchs und der minimalen Trockendauer sind in Abbildung 7.23 die Kenngrößen Energieverbrauch und Trockendauer aus Parameterstudie und Optimierung für die drei betrachteten Szenarien gegenübergestellt. Die gepunkteten Linien deuten den möglichen Betriebsbereich an, der durch eine Veränderung der über den Trockengang konstanten Modulstromstärke erreichbar ist (vergleiche Abbildung 7.17). Je geringer die thermische Anbindungsgüte des thermoelektrischen Wärmeübertragers ist, desto geringer ist der Unterschied des Energieverbrauchs der beiden Betriebsweisen.

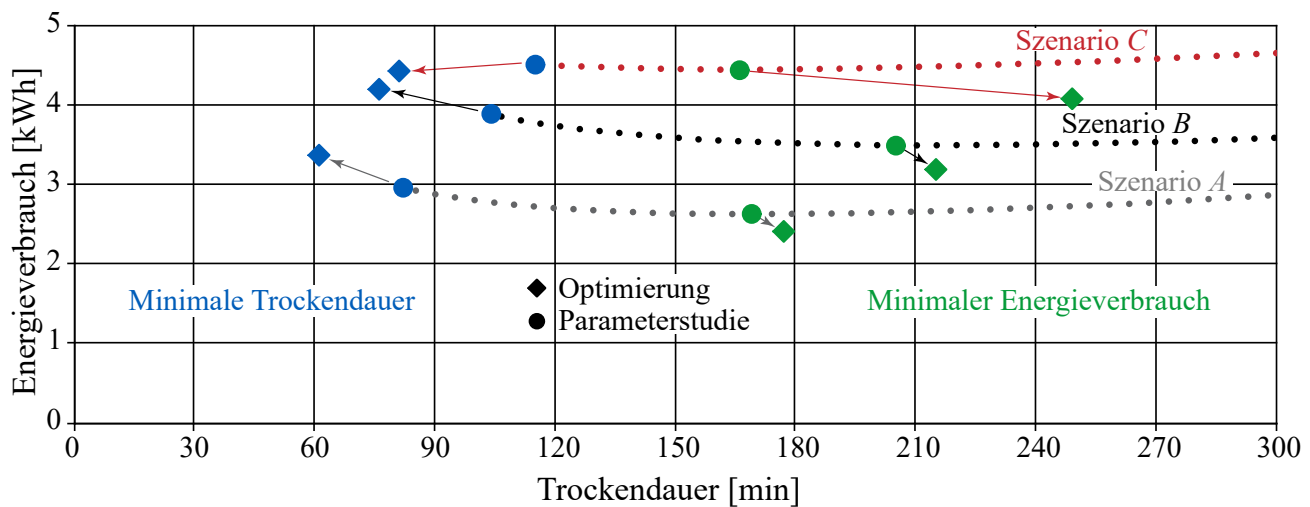


Abbildung 7.23: Vergleich der Kenngrößen Trockendauer und Energieverbrauch von Parameterstudie und Optimierung der drei Szenarien. Die weiteren Ergebnisse der Parameterstudie sind durch die gepunkteten Linien angedeutet.

Der aus der Optimierungsrechnung ermittelte minimale Energieverbrauch ist jeweils etwa 8 % geringer als das durch die Parameterstudie ermittelte Minimum. Dabei verlängert sich gleichzeitig die Trockendauer im *Szenario A* und *Szenario B* um etwa 5 %. Nur für das *Szenario C* ist die Trockendauer der optimierten Betriebsweise mit über 4 Stunden deutlich höher als die der Parameterstudie.

Die optimierte Einstellung für eine minimale Trockendauer ergibt in jedem Szenario eine weitere Reduzierung der Trockendauer um mehr als 26 % gegenüber dem durch die Parameterstudie ermittelten Minimum. Hierdurch kann sich der Energieverbrauch um bis zu 14 % erhöhen.

7.7 Vergleich der Wäschetrocknersysteme

In diesem Abschnitt werden die Betriebsweisen der drei Szenarien eines thermoelektrischen Wäschetrockners mit denen der Referenzsysteme eines Kondensationstrockners und eines Wärmepumpentrockners verglichen. Dabei werden je Szenario die Betriebsweise minimaler Trockendauer und minimalen Energieverbrauchs der Parameterstudie und der Optimierung betrachtet. Die Daten der Referenzsysteme sind Mittelwerte von Messdaten an handelsüblichen Geräten mit einer Wäschebelastung von 7 kg . Diese wurden im Rahmen der Arbeit aufgenommen.

Für einen umfassenden Vergleich der Wäschetrocknertechnologien, wird eine weitere Betriebsvariation eines Wärmepumpentrockners in die Betrachtung mit eingezogen. In dieser Variation ist der Wärmepumpentrockner (WPT) nicht auf minimalen Energieverbrauch, sondern auf

minimale Trockendauer eingestellt. Dafür wird ein Simulationsmodell an die eigenen Messdaten angepasst. Für Verdichter des Kältemittels R-134a ist nach Herstellerangaben eine Verflüssigungstemperatur von 82°C nicht zu überschreiten, da sonst der Hochdruck nicht mehr gewährleistet werden kann (GEA, 2012). Ausgehend von der bestehenden Parametrierung werden sowohl die Gebläsedrehzahl als auch die Verdichterdrehzahl von 45 Hz auf 70 Hz erhöht um mehr Wärme zwischen dem Kältemittel- und Luftkreislauf zu übertragen. Im Laufe des Trockengangs wird die Verdichterdrehzahl auf 45 Hz zurückgesetzt, um den maximal zulässigen Hochdruck von 28 bar in der Simulation nicht zu überschreiten. An dieser Stelle wird darauf hingewiesen, dass diese veränderte Betriebsweise von der Bauart des Wärmepumpentrockners abhängt und die Ergebnisse lediglich einem qualitativen Vergleich dienen sollen. Es wird dabei kein Anspruch auf Allgemeingültigkeit erhoben.

Im folgenden Vergleich wird also unterschieden zwischen zwei Betriebsweisen eines Wärmepumpentrockners: *WPT effizient* stellt die gemessene Betriebsweise des Wärmepumpentrockners dar und *WPT schnell* steht für die eben beschriebene Betriebsweise mit veränderter Verdichter- und Gebläsedrehzahl. In Abbildung 7.24 ist der Energieverbrauch über der Trockendauer für die betrachteten Referenzsysteme und die optimierten Betriebsweisen der drei Szenarien aufgetragen.

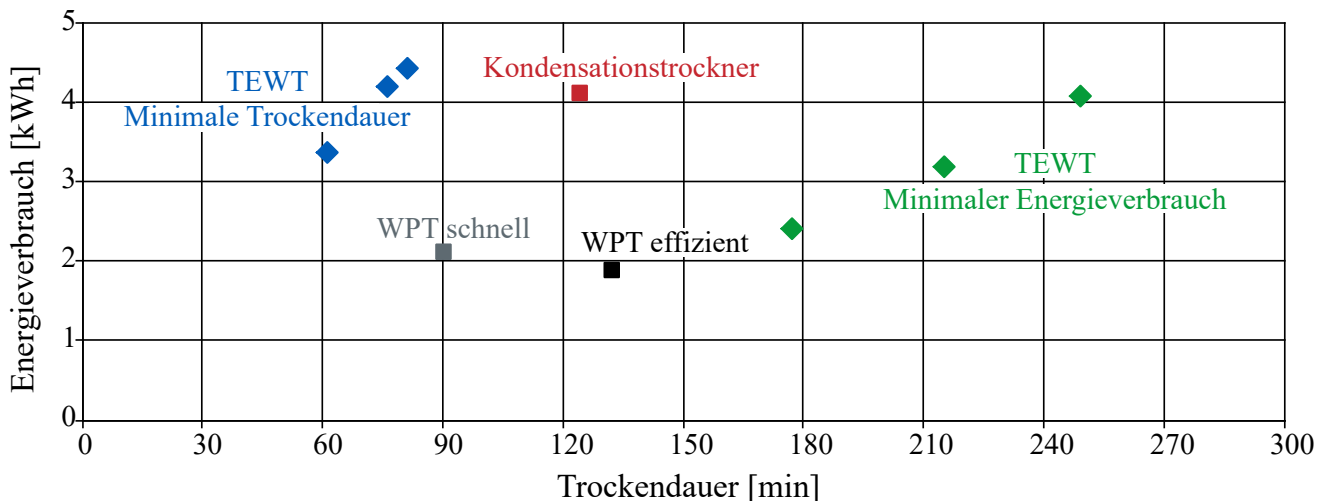


Abbildung 7.24: Vergleich von Trockendauer und Energieverbrauch der optimierten Betriebsweisen des thermoelektrischen Wäschetrockners mit den Referenzsystemen.

Im Vergleich mit einem Kondensationstrockner ist mit dem TE-Wäschetrockner bei der Betriebsweise minimaler Trockendauer in allen drei Szenarien eine schnellere Trocknung zu erreichen. Dabei ist bei einer hohen thermischen Anbindungsgüte des thermoelektrischen Wärmeübertragers der Energieverbrauch gut 15 % geringer als der eines Kondensationstrockners. Bei geringerer thermischer Anbindungsgüte liegt der Energieverbrauch mit 2 bzw. 8 % leicht darüber. Die Betriebsweise minimalen Energieverbrauchs benötigt zwar durchgehend mehr

Zeit als ein Kondensationstrockner, verbraucht dabei jedoch bis zu 40 % weniger Energie. Im Vergleich mit einem konventionellen Wärmepumpentrockner (*WPT effizient*) kann der TE-Wäschetrockner mit der zeitoptimalen Betriebsweise stets schneller trocknen. Auch ein auf eine geringe Trockendauer veränderter Wärmepumpentrockner (*WPT schnell*) ist langsamer als die betrachteten TE-Wäschetrocknerszenarien. Dies liegt hauptsächlich daran, dass in der ersten Hälfte des Trockengangs der Verdichter auch bei hohen Drehzahlen deutlich weniger Leistung verbraucht und über den Verflüssiger weniger Wärme an den Prozessluftkreislauf überträgt als es mit den TE-Modulen erfolgt. Damit steigt das Temperaturniveau der Prozessluft langsamer als beim TEWT und es wird langsamer Wasser aus der Wäsche ausgetragen. Zum Erreichen der geringen Trockendauern eines TE-Wäschetrockners müssen folglich konstruktive Maßnahmen erfolgen, wie bspw. der Einsatz größerer Wärmeübertrager. Wie hoch mit diesem veränderten Wäschetrockner der Energieverbrauch ist, kann erst durch detaillierte Messungen überprüft werden. In Bezug auf den Energieverbrauch schneidet der Wärmepumpentrockner durchgehend besser ab als der TE-Wäschetrockner. Selbst mit der Betriebsweise minimalen Energieverbrauchs liegt das *Szenario A* etwa 15 % über dem Energieverbrauch des schnellen Wärmepumpentrockners. Im Vergleich zum Wärmepumpentrockner *WPT effizient* ist der Energieverbrauch mindestens 25 % höher.

Ein Vorteil gegenüber dem Wärmepumpentrockner kann die flexible Steuerung der Modulstromstärke darstellen, über die verschiedene Nutzungsvarianten umgesetzt werden können. Ist dem Nutzer die Dauer nicht wichtig, kann eine besonders effiziente Einstellung verwendet werden. Diese besitzt voraussichtlich eine höhere Trockendauer als ein Wärmepumpentrockner, kann jedoch allein durch Veränderung der Stromstärke der unbeweglichen Module realisiert werden. Zur Einstellung unterschiedlicher Betriebsweisen sind somit keine Anpassungen beweglicher Komponenten wie bspw. eines Kältemittelverdichters notwendig. Diese Flexibilität spiegelt sich im Verlauf der Trommeleintritts- und -austrittstemperatur der zwei Nutzungsvarianten wider. In Abbildung 7.25 sind diese exemplarisch für die beiden Betriebsstrategien des Szenarios *Labor* der Parameterstudie dargestellt.

Die schnelle Betriebsweise liegt auf einem hohen Temperaturniveau vergleichbar mit dem eines Kondensationstrockners (vergleiche Abbildung 4.1). Der effiziente Modus liegt etwas oberhalb des geringen Temperaturniveaus eines Wärmepumpentrockners. Über die flexible Steuerung der Modulstromstärke kann der Trocknungsprozess variabel zwischen diesen beiden extremen Betriebsweisen gefahren werden.

Die Entwicklungen in der Materialwissenschaft lassen zudem eine weitere Steigerung der Effizienz thermoelektrischer Module zu. Das Potential für mögliche Steigerungen des thermoelektrischen COPs soll hier anhand von Gleichung 3.12 sowie Gleichung 3.5 verdeutlicht werden. Die auf der Kaltseite aufgenommene Wärme ist von der Peltier-Wärme, der Wärmeleitung im Inneren und der Jouleschen Wärme abhängig. Die zugeführte elektrische Leistung entspricht

der Differenz der Peltier-Wärmen sowie der Jouleschen Wärme. Bei näherer Betrachtung der genannten Beiträge ist zu erkennen, dass diese von insgesamt genau drei Materialparameter abhängen: Dem Seebeck-Koeffizienten, der Wärmeleitfähigkeit und der elektrischen Leitfähigkeit. Vor diesem Hintergrund wird klar, dass durch Parametervariation der genannten Größen veränderte thermoelektrische COPs herbeigeführt werden können.

In einer beispielhaften Systemsimulation (optimierte Betriebsweise minimalen Energieverbrauchs für das *Szenario A*) wurde die Wärmeleitfähigkeit um 30 % gesenkt. In diesem Fall ist der Energieverbrauch nur noch etwa 8 % höher als der eines handelsüblichen Wärmepumpentrockners. Dabei ist die Trockendauer rund 20 % höher. Eine identische Änderung kann durch eine 50 %-tige Reduzierung des spez. elektrischen Widerstands bewirkt werden.

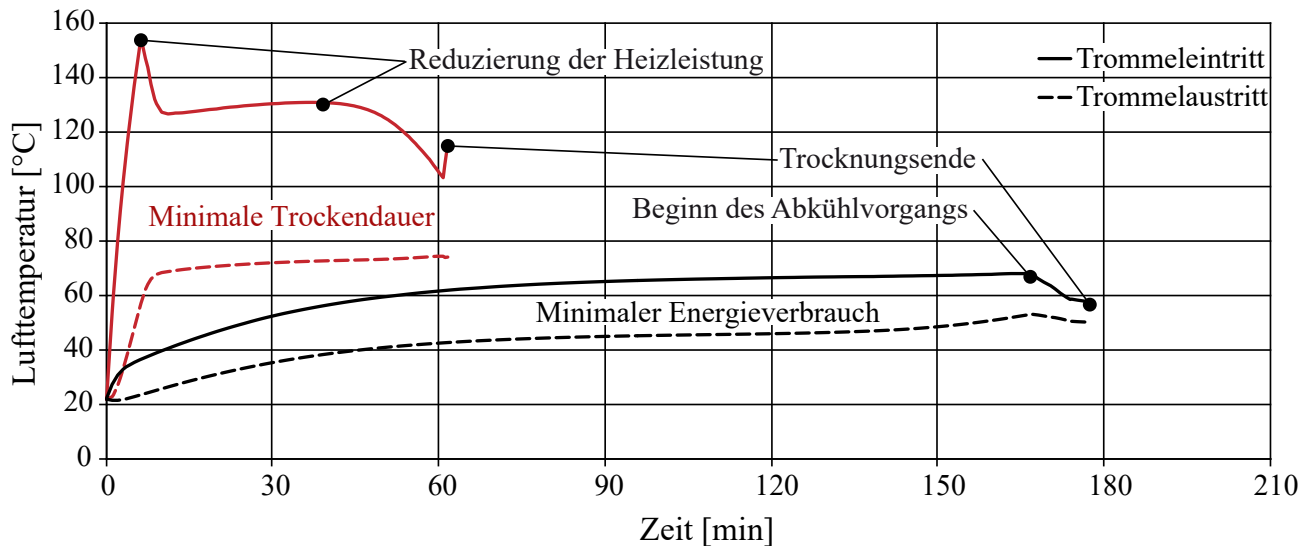


Abbildung 7.25: Temperaturverlauf am Trommeleintritt und -austritt der beiden optimierten Betriebsstrategien eines thermoelektrischen Wäschetrockners.

7.8 Fazit

Es können zwei Betriebsweisen für einen thermoelektrischen Wäschetrockner mit unterschiedlicher Zielgröße abgeleitet werden. Eine Betriebsweise hat die Minimierung des Energieverbrauchs zum Ziel. Mit der zweiten wird eine minimale Trockendauer angestrebt. Die Betriebsweisen unterscheiden sich hauptsächlich in der Einstellung der Modulstromstärke, die mit geringen elektrischen Verlusten auch während des Betriebs verändert werden kann. Mit dieser Einstellungsmöglichkeit besitzt der thermoelektrische Wäschetrockner einen flexiblen Betriebsbereich, der sich zwischen den Einstellungen für minimalen Energieverbrauch und minimaler Trockendauer befindet (vergleiche Abbildung 7.23).

Exemplarisch sind in Abbildung 7.26 typische Trocknungsdreiecke der zwei günstigen Be-

triebsweisen eines thermoelektrischen Wäschetrockners und der zwei Referenzsysteme Wärmepumpentrockner und Kondensationstrockner dargestellt. Hiermit soll der flexible Einsatzbereich des thermoelektrischen Wäschetrockners verdeutlicht werden.

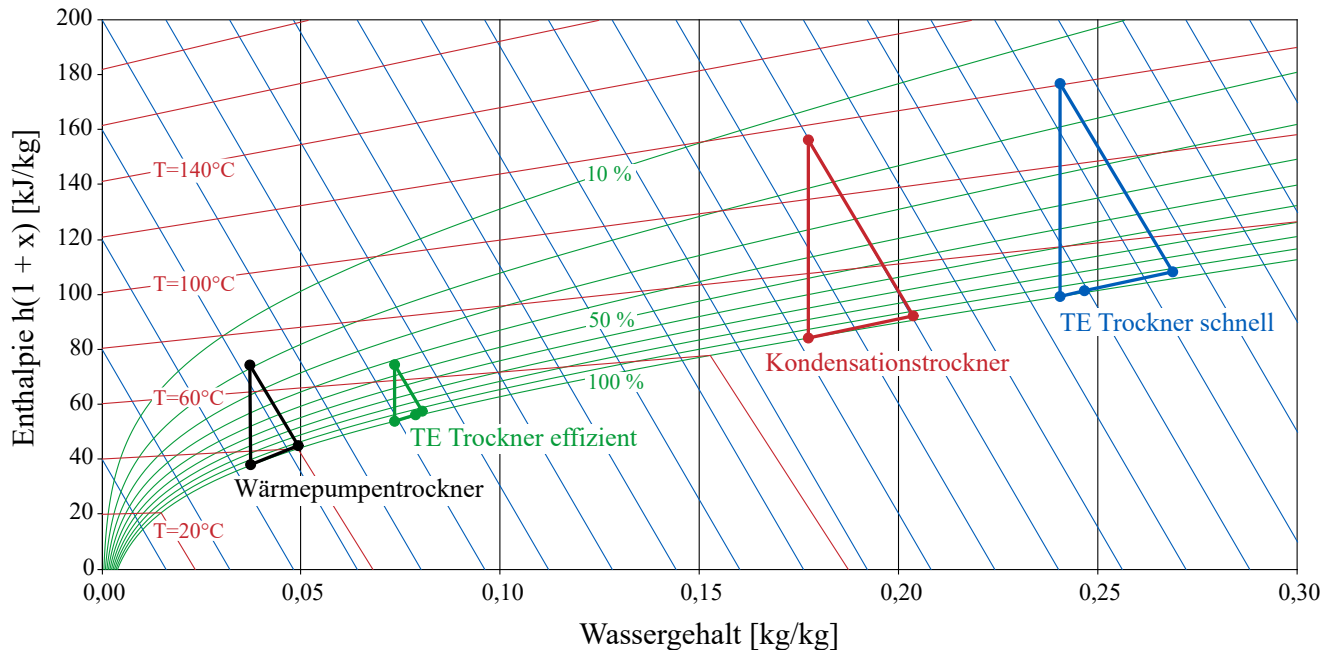


Abbildung 7.26: Typische Trocknungsdreiecke der Referenztrockner und der zwei Betriebsweisen des vorgeschlagenen TE-Wäschetrockners. Die Prozessführung kann über die Modulleistung beeinflusst werden.

In einem abschließenden Vergleich mit Referenzsystemen konnte gezeigt werden, dass ein TE-Wäschetrockner mit am Markt verfügbaren Kondensationstrocknern sowohl im Hinblick auf den Energieverbrauch als auch im Hinblick auf die Trockendauer konkurrieren kann. Im Vergleich mit handelsüblichen Wärmepumpentrocknern ist der Energieverbrauch zwischen 25 % und über 100 % höher. Dabei ist die Trockendauer des thermoelektrischen Wäschetrockners jedoch deutlich geringer. Auch im Vergleich mit einem Wärmepumpentrockner, dessen Einstellung auf eine geringe Trockendauer eingestellt ist, kann mit dem thermoelektrischen Wäschetrockner stets eine geringere Trockendauer realisiert werden. Der TE-Wäschetrockner ist in der Lage, Wäsche fast doppelt so schnell wie handelsübliche Geräte mit geschlossenem Prozessluftkreislauf zu trocknen. Für Waschsalons und andere Nutzer, bei denen die Zeit - bspw. über Personalkosten - den größten Kostenfaktor bildet, stellt der TE-Wäschetrockner eine Alternative zu am Markt verfügbaren Wäschetrocknern dar.

8 Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung und wesentliche Ergebnisse

In der vorliegenden Arbeit wurde ein neuartiges thermoelektrisches Wäschetrocknerkonzept vorgestellt und technologisch zu Konkurrenzsystemen eingeordnet. Zu diesem Zweck wurden sowohl experimentelle als auch simulative Untersuchungen durchgeführt und die Ergebnisse mit denen von Referenzsystemen verglichen.

Das in dieser Arbeit betrachtete Wäschetrocknersystem wurde nach einer Vorstellung der Funktionsweise der marktüblichen Haushaltswäschetrockner detailliert erklärt und Unterschiede und Gemeinsamkeiten zu diesen aufgezeigt. Es wurde erläutert, dass zwei Anordnungen der Wärmeübertrager im TE Wäschetrocknersystem möglich sind, die sich geringfügig hinsichtlich der Effizienz unterscheiden. Aus praktischen Gründen konzentriert sich diese Arbeit auf die im Detail vorgestellte Anordnung, bei der die Luft vor Erreichen des TE Wärmeübertragers den Luftkühler durchströmt.

Zur Dimensionierung des einzusetzenden TE Wärmeübertragers zur Wäschetrocknung wurde eine Methodik zur Eingrenzung des Betriebsbereichs der TE Module entwickelt. Hierüber kann die Anzahl und der zu erwartende Bereich der Stromstärke und Kälteleistung von Modulen eines vorher bestimmten Typs bestimmt werden. In einer detaillierten Messdatenanalyse des TE Wärmeübertragers und des gesamten Trocknungssystems wurde die Funktion des TE Wäschetrockners nachgewiesen. Mittels Messungen eines handelsüblichen Kondensationstrockners wurde ein Großteil der Simulationsmodelle für die im TE Wäschetrockner verwendeten Komponenten validiert. Das Komponentenmodell eines TE Wärmeübertragers zur Wäschetrocknung wurde über die Messung des Prototyps im Gesamtsystem validiert.

Der Einfluss verschiedener Betriebsgrößen auf das Systemverhalten des vorgeschlagenen TE Wäschetrockners wurde mittels Parameterstudien untersucht. Das Trocknungsverhalten wird maßgeblich von der Modulstromstärke beeinflusst. Mit ihr kann die Leistung eingestellt werden, die der Prozessluft zugeführt wird. Für ein TE Wäschetrocknungssystem besteht jeweils eine Einstellung der Stromstärke, welche die Trockendauer minimiert, und eine weitere, die den Energieverbrauch auf ein Minimum senkt. Mit dieser Erkenntnis wurden zwei Betriebsweisen definiert und im Weiteren betrachtet. Es konnte weiterhin gezeigt werden, dass es eine Modulanzahl eines exemplarisch verwendeten Moduls gibt, oberhalb derer kaum eine Verringerung des Energieverbrauchs oder der Trockendauer mehr möglich ist. Als wichtiger Einfluss auf die Funktion des TE Wärmeübertragers - und damit des thermoelektrischen Trocknungsprozesses - wurde die thermische Kontaktierungsgüte zum luftseitigen Wärmeübertragungskörper identifiziert. Besteht auf der Kaltseite der TE Module eine schlechte thermische Anbindung,

so nehmen die Module weniger Wärme auf und der thermoelektrische COP sinkt. Der zusätzliche Kühleffekt im Vergleich zu einem Kondensationstrockner fällt geringer aus und das Trocknungsverhalten gleicht sich diesem an. Eine schlechte thermische Anbindung der Warmseite bewirkt eine Erwärmung der Module, da die zugeführte elektrische Leistung schlechter abgeführt werden kann. Dies kann zu einer Wärmeabgabe auf beiden Seiten der Module führen, so dass die Effizienz so weit absinkt bis sie nur noch als Widerstandsheizer fungieren.

Nach der Identifizierung der Systemeinflussgrößen wurden mit Hilfe eines mathematischen Optimierungsprogramms zeit- und energieoptimale Betriebsführungen für die thermoelektrische Wäschetrocknung identifiziert. Durch die Einstellung einer zeitlich veränderlichen Betriebsstrategie konnten Trockendauern erreicht werden, die stets geringer als die der Referenzsysteme sind. Mit der Betriebsstrategie, die auf einen minimalen Energieverbrauch abzielt, liegt der Energieverbrauch zwischen dem gemessenen Wert eines handelsüblichen Wärmepumpentrockners von $1,9\text{ kWh}$ und dem eines Kondensationstrockners von $4,13\text{ kWh}$.

Das untersuchte System eines TE Wäschetrockners ist damit in der Lage, bis zu doppelt so schnell zu trocknen wie handelsübliche Geräte mit geschlossenem Prozessluftkreislauf. Diese benötigen ca. zwischen 120 und 150 Minuten zur Trocknung. Die flexible Steuerung der Module ermöglicht eine einfache Einstellung des Trocknungsverlaufs, womit zusätzliche Trocknungsprogramme aufgestellt werden können.

8.2 Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein Prototyp eines thermoelektrischen Wäschetrockners aufgebaut, dessen Messergebnisse plausibilisiert wurden. Für die weiterführenden Simulationen wurden durch den Aufbau bedingte Luftleckagen und Wärmeverluste auf Werte der Referenzsysteme angepasst. Der Aufbau eines serientauglichen Prototypen eines thermoelektrischen Wäschetrockners könnte sowohl die Aussagen der Simulationen überprüfen als auch weitere Erkenntnisse zur Konstruktion eines thermoelektrischen Wärmeübertragers liefern.

Beim vorliegenden Prototyp des thermoelektrischen Wärmeübertragers wurde eine Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche auf der Kaltluftseite durch die Verwendung einer Heat Pipe-Geometrie realisiert. Durch die Verwendung von Heat Pipes auf beiden Wärmeübertragerseiten könnte nicht nur die Wärmeübertragerfläche der Warmseite flexibel angepasst werden, sondern auch die Luftführung vereinfacht werden. In Abbildung A.9 im Anhang ist ein Vorschlag für eine solche Anordnung dargestellt.

Beim Vergleich des thermoelektrischen Wäschetrockners mit Referenzsystemen wurde ein Serienmodell eines Wärmepumpentrockners simulativ so verändert, dass ohne konstruktive Änderungen die Trockendauer minimiert wurde. Eine bessere Vergleichsmöglichkeit könnte ein Wärmepumpentrockner bieten, dessen Komponenten auf schnellen Betrieb ausgelegt sind.

A Anhang

A.1 Entwicklung der allgemeinen Bilanzgleichungen

Im Nachfolgenden soll ein eindimensionales stationäres Gleichungssystem zur näherungsweisen Beschreibung des Betriebsverhaltens eines thermoelektrischen Moduls aus den vollständigen dreidimensionalen Bilanzgleichungen in Anlehnung an Goupil u. a. (2011) und Shih u. Hogan (2005) entwickelt werden.

Die Transportgleichungen für die Wärmestromdichte \vec{q} und die elektrische Flussdichte \vec{j} innerhalb eines thermoelektrischen Materials lauten

$$\vec{q} = \zeta \cdot T \cdot \vec{j} - \lambda \cdot \nabla T \quad (\text{A.1})$$

$$\vec{j} = \sigma \cdot (\vec{E} - \zeta \cdot \nabla T) \quad (\text{A.2})$$

Die Gleichungen beschreiben den Zusammenhang zwischen den Kräften und Flüssen innerhalb eines thermoelektrischen Materials und lassen sich mit Hilfe der Onsager-Beziehungen (Onsager, 1931) aus der Gibbsschen Fundamentalgleichung herleiten (De Groot, 1951).

Ein Wärmefluss in einem thermoelektrischen Material wird einerseits hervorgerufen durch eine thermoelektrische Kraft. Diese wird durch den nach seinem Entdecker benannten Seebeck-Koeffizienten ζ beschrieben. Andererseits bewirkt gemäß dem Fourrierschen Erfahrungssatz ein Temperaturgradient einen Beitrag zum Wärmefluss in Abhängigkeit der thermischen Leitfähigkeit λ .

Die elektrische Stromdichte fließt infolge von Spannungen proportional zur spezifischen elektrischen Leitfähigkeit σ gemäß des Ohmschen Gesetzes. Zu dieser Spannung liefern die beiden Terme auf der rechten Seite von Gleichung A.2 einen Beitrag. Erstens trägt der *Ohmsche Spannungsabfall* zu einer Feldänderung und damit zu einer Spannungsänderung bei, welche den Strom treibt. Zweitens bewirkt der sogenannte *Seebeck-Effekt* eine Ladungsträgertrennung infolge von Thermodiffusion, was zum Aufbau eines elektrischen Felds \vec{E} bzw. einer Spannung führt (Pelster u. a., 2005). An diesen Gleichungen wird deutlich, dass die thermoelektrischen Effekte von den drei Materialparametern ζ , σ und λ abhängen.

Erhaltungsgleichungen beschreiben, dass eine zeitliche Änderung der bilanzierten Größe der Summe aus den Flüssen über die Grenzen eines Kontrollvolumens und etwaigen Quell- oder Senkentermen im Inneren des Kontrollvolumens entspricht. Die volumenspezifische Energiebilanz eines thermoelektrischen Materials mit Quell- bzw. Senkenterm lautet nach Goupil u. a.

(2011)

$$\varrho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \vec{j} \cdot \vec{E} - \nabla \cdot \vec{q} \quad (\text{A.3})$$

$$= \vec{j} \cdot \vec{E} - \nabla \cdot (\zeta \cdot T \cdot \vec{j}) + \nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T) \quad (\text{A.4})$$

Dabei sind ϱ die Dichte und c die Wärmekapazität des thermoelektrischen Materials. Die linke Seite der Gleichung A.4 beschreibt die zeitliche Änderung der inneren Energie des thermoelektrischen Materials. Der erste Term auf der rechten Seite erfasst die zugeführte elektrische Leistung. Der zweite Term erfasst Wärmeproduktionen im Material, die wegen Änderungen von $\zeta \cdot T$ vom Material freigesetzt oder absorbiert werden. Da sich die Stromstärke auf Grund der Ladungserhaltung nicht ändert, umfasst dieser Term zwei Teile.

$$\nabla \cdot (\zeta \cdot T \cdot \vec{j}) = T \cdot \vec{j} \cdot \nabla \zeta + \vec{j} \cdot \zeta \cdot \nabla T \quad (\text{A.5})$$

Der dritte Term von Gleichung A.4 entspricht der infolge von Wärmeleitung zu- oder abgeführte Wärme, auch *Fourier-Wärme* genannt.

Aus dem 2. Kirchhoff'schen Gesetz kann durch Multiplikation mit $\frac{\vec{j}}{\sigma}$ eine volumenspezifische elektrische Leistungsbilanz formuliert werden.

$$\vec{j} \cdot \vec{E} = \vec{j} \cdot \zeta \cdot \nabla T + \frac{1}{\sigma} \cdot \vec{j}^2 \quad (\text{A.6})$$

Die linke Seite stellt hierbei die insgesamt zugeführte elektrische Leistung dar. Der erste Term der rechten Seite beschreibt die elektrische Leistung infolge des Seebeck-Effekts und der zweite Term die elektrische Verlustleistung.

Zur Aufstellung der Energiebilanz eines thermoelektrischen Materials werden die Gleichungen A.5 und A.6 in Gleichung A.4 eingesetzt und es können die einzelnen Anteile der Energiebilanz aufgezeigt werden.

$$\varrho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \overbrace{\vec{j} \cdot \zeta \cdot \nabla T}^{\vec{j} \cdot \vec{E}} + \overbrace{\frac{1}{\sigma} \cdot \vec{j}^2}^{-\nabla \cdot (\zeta \cdot T \cdot \vec{j})} - T \cdot \vec{j} \cdot \nabla \zeta - \vec{j} \cdot \zeta \cdot \nabla T + \nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T) \quad (\text{A.7})$$

$$= \underbrace{\frac{1}{\sigma} \cdot \vec{j}^2}_{\text{Joulesche Wärme}} + \underbrace{-T \cdot \vec{j} \cdot \nabla \zeta}_{\text{Peltier-/Thomson-Wärme}} + \underbrace{\nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T)}_{\text{Fourier-Wärme}} \quad (\text{A.8})$$

Der erste Term beschreibt die Joulesche Wärmezufuhr. Der zweite Term beschreibt Wärmeströme, die infolge von Änderungen des Seebeck-Koeffizienten mit der Temperatur wie sie im Inneren eines thermoelektrischen Materials auftreten können. Des Weiteren erfasst dieser Term das Freisetzen oder Absorbieren von Wärme infolge einer Änderung des Seebeck-Koeffizienten

bei konstanter Temperatur, wie es an Kontaktstellen zweier verschiedener Materialien vorkommt. In diesem Zusammenhang wird auch von *Thomson-* bzw. *Peltier-Wärme* gesprochen. Der dritte Term erfasst die Fourier-Wärme.

A.2 Eigenschaften des verwendeten thermoelektrischen Moduls

Um eine Vergleichbarkeit der Modulkälteleistungen bei verschiedenen am Modul anliegenden Temperaturdifferenzen mit Herstellerangaben zu gewährleisten, ist es notwendig eine Referenztemperatur für die Gegenüberstellung zu definieren. Da auf der Kaltseite des thermoelektrischen Wärmeübertragers die Prozesslufttemperatur eine hohe Luftfeuchtigkeit besitzt, wird sich bei weiterer Wärmeabfuhr die Temperatur der Luft nur um wenige Kelvin ändern. Aus diesem Grund wird als Referenztemperatur die kalte Seite der thermoelektrischen Module T_{TE_k} gewählt.

Der Verlauf von Kälteleistung und COP für unterschiedliche Modultemperaturdifferenzen ist in Abbildung A.1 exemplarisch anhand des Moduls TM-241-1.6-28.0MM der Firma Ferrotec-Nord Corporation (Ferrotec-Nord, 2017b) bei 50 °C Kaltseitentemperatur skizziert.

Dafür sind vom Hersteller gegebene temperaturabhängige Materialdaten (siehe Anhang A.3) in einem Simulationsmodell des thermoelektrischen Moduls (siehe Kapitel 6.8) verwendet worden. Eine Skizze des Modells ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Dieses thermoelektrische Modul wird im später beschriebenen Prüfstand eingesetzt.

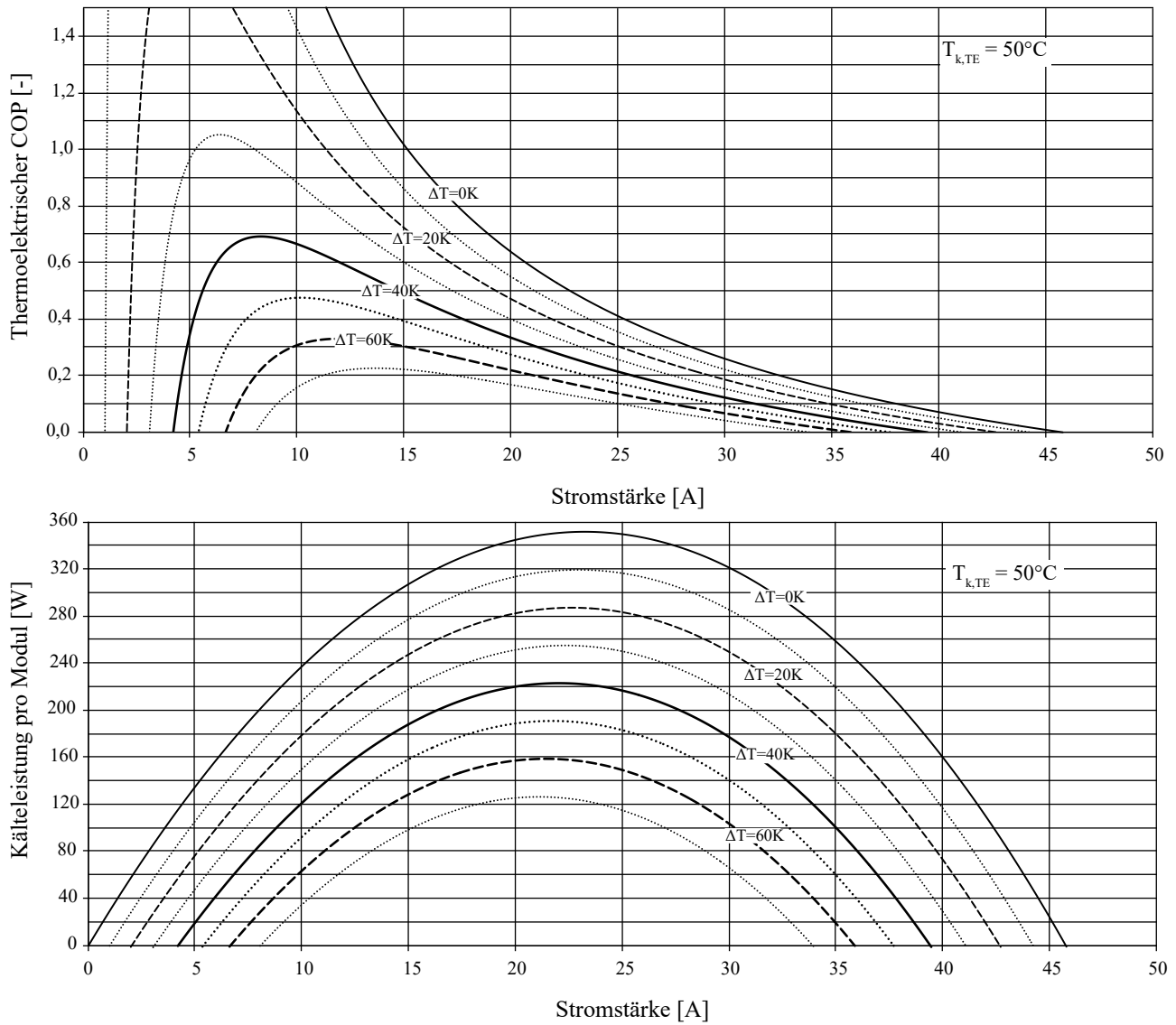


Abbildung A.1: Verlauf von COP und Kälteleistung über der Stromstärke eines Hochleistungsmoduls für unterschiedliche Modultemperaturdifferenzen. Simulationsergebnisse mit Materialdaten und Randbedingungen nach Herstellerangaben.

In Abbildung A.2 ist das Datenblatt des verwendeten Moduls dargestellt.

A.3 Halbleitereigenschaften des verwendeten thermoelektrischen Moduls

Die temperaturabhängigen Materialeigenschaften der positiv (p) und negativ (n) dotierten Halbleiter, welche im verwendeten Modul TM-241-1.6-28.0MM der Firma Ferrotec-Nord Corporation gültig sind, werden in den folgenden Abbildungen A.3, A.4 und A.5 dargestellt (Ferrotec-Nord, 2017a).

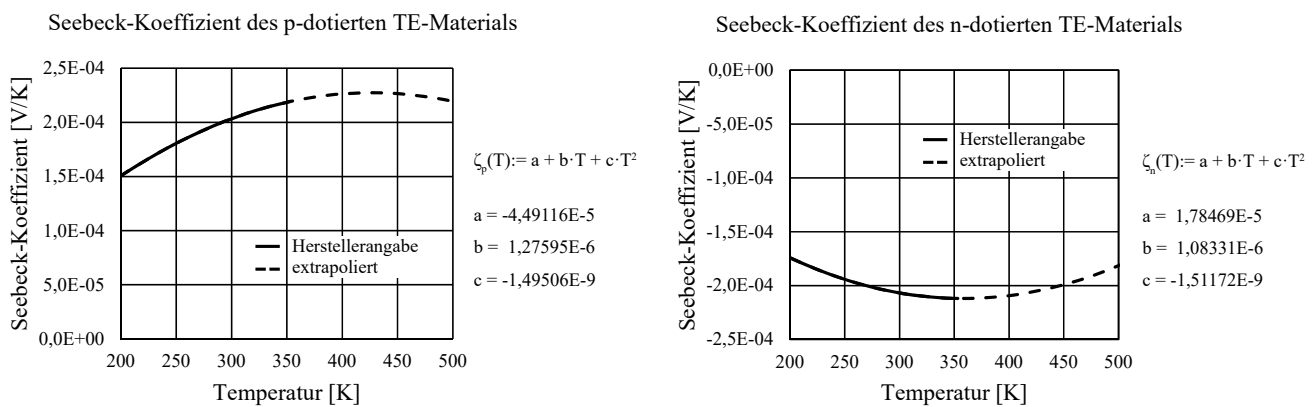


Abbildung A.3: Seebeck-Koeffizient des p- und n-dotierten Halbleitermaterials des verwendeten TE-Moduls.

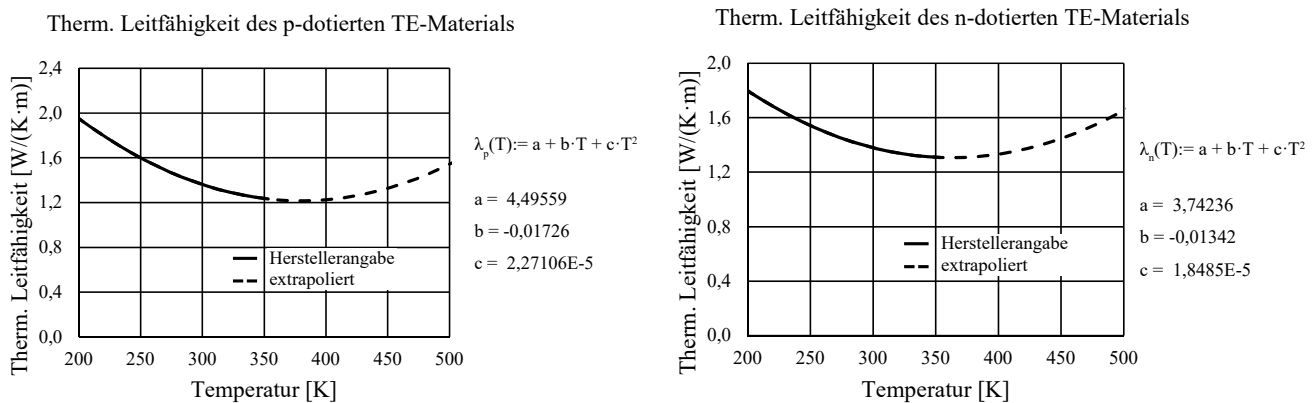


Abbildung A.4: Thermische Leitfähigkeit des p- und n-dotierten Halbleitermaterials des verwendeten TE-Moduls.

Der Hersteller gibt die Materialwerte im Temperaturbereich zwischen 200 und 350 K an. Erhöht man die Temperatur über 350 K ist erkennbar, dass der spezifische elektrische Widerstand abfällt. Dies würde ein Ansteigen des thermoelektrischen Gütefaktors bis über 500 K

bedeuten, was nicht mit üblichen Literaturangaben vereinbar ist (Goldsmid, 2009; Snyder u. Toberer, 2008; Sommerlatte u. a., 2007; Tritt u. Subramanian, 2006). Aus diesem Grund wird für sämtliche Simulationen dieser Arbeit ein korrigiertes Polynom des spezifischen elektrischen Widerstands von p- und n-dotiertem Halbleiter verwendet, das oberhalb von 350 K einen stetigen Anstieg des Widerstands mit der Temperatur bewirkt. Der Verlauf und die Werte des Polynoms sind in Abbildung A.5 zusätzlich angegeben.

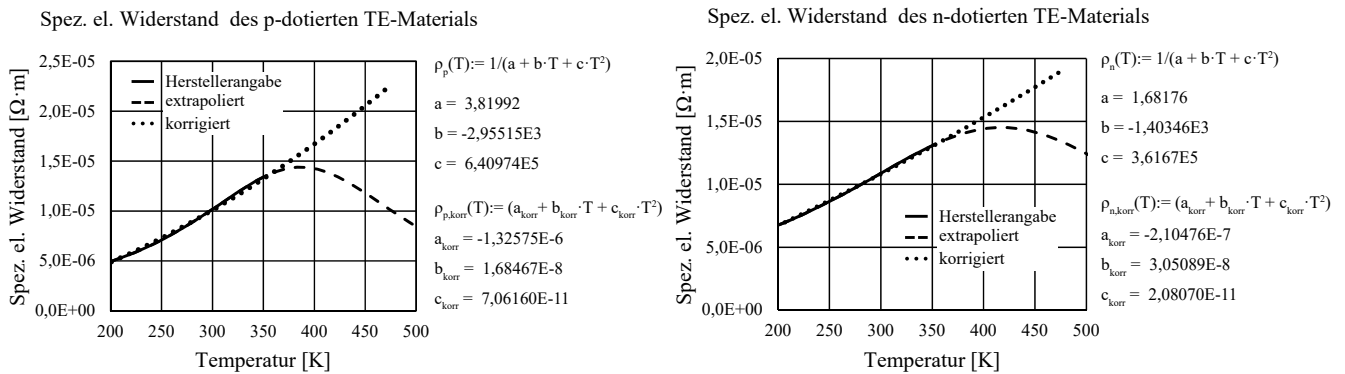


Abbildung A.5: Spezifischer elektrischer Widerstand des p- und n-dotierten Halbleitermaterials des verwendeten TE-Moduls.

Der Verlauf des ZT -Wertes basierend auf den Materialangaben des Herstellers und mit korrigiertem Polynom ist in Abbildung A.6 abgebildet.

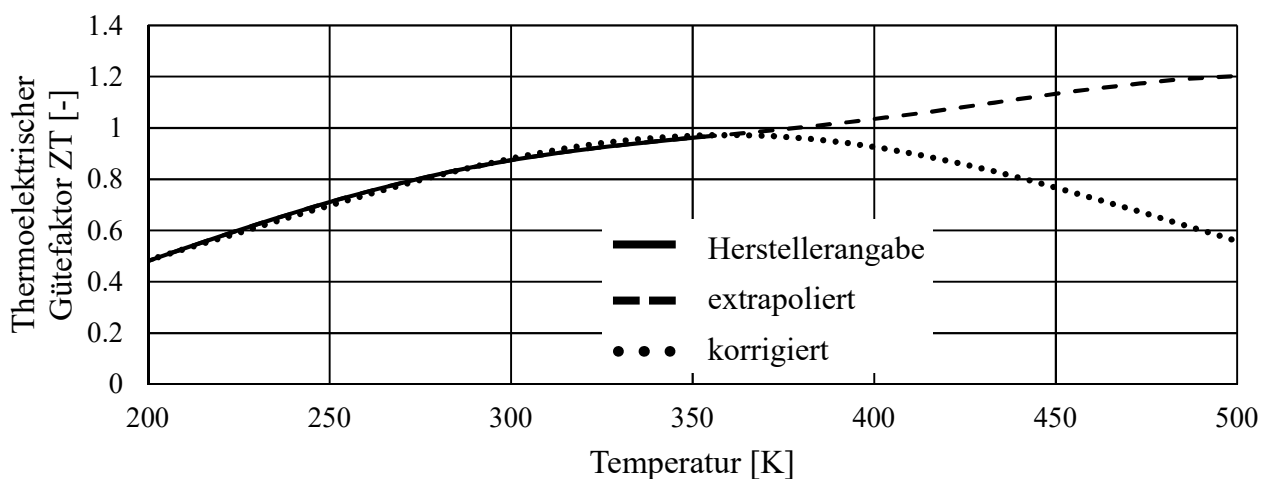


Abbildung A.6: Thermoelektrischer Gütefaktor von p- und n-dotiertem Halbleiter über der mittleren Modultemperatur. Nach Korrektur der Polynome von spez. el. Widerstand sinkt der ZT -Wert oberhalb von ca. 350 K ab.

A.4 Vorgehen zur Berechnung des Trocknungsdreiecks für minimale Trockendauer

Der detaillierte Ablauf der Berechnung des thermoelektrischen Trocknungsprozesses mit theoretisch bestmöglicher minimaler Trockendauer ist in Abbildung A.7 abgebildet und wird Folgenden beschrieben.

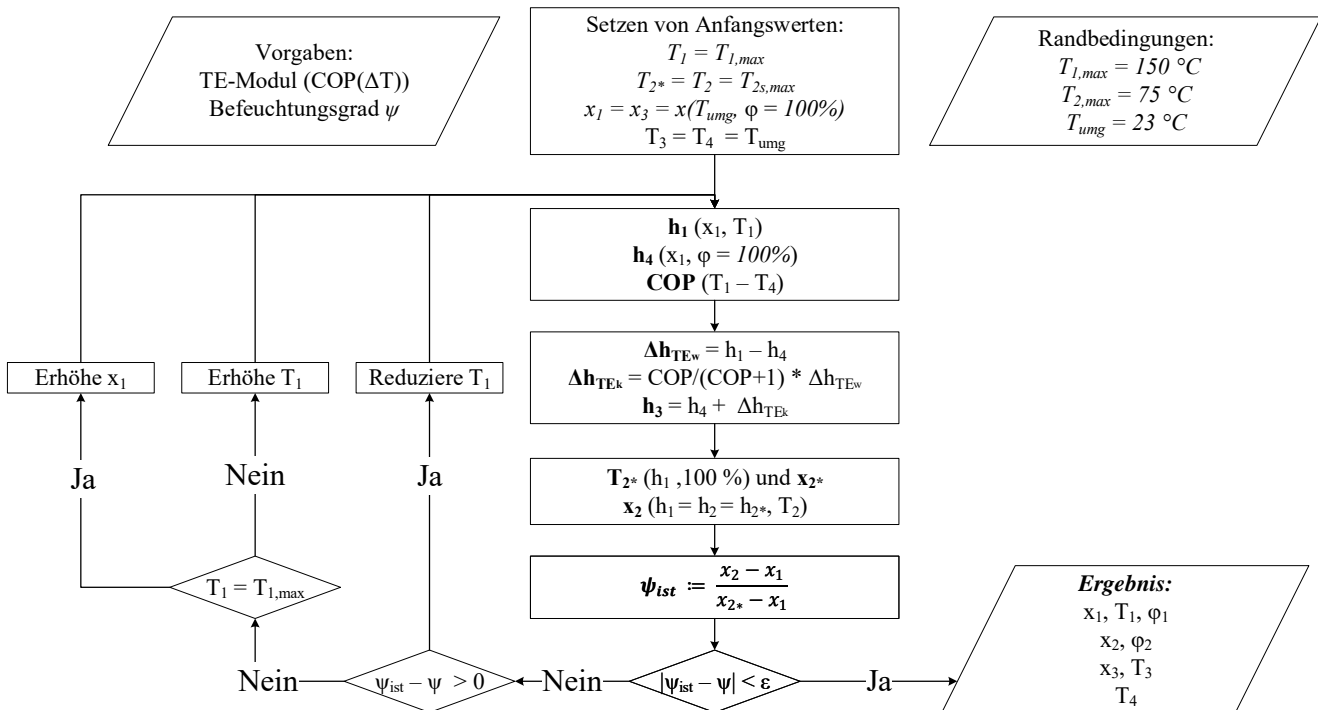


Abbildung A.7: Prozessstrukturdiagramm zur Ermittlung der theoretisch bestmöglichen minimalen Trockendauer.

Nach Setzen der Anfangswerte werden die Enthalpien h_1 am Trommeleintritt und h_4 am Austritt des Kaltteils des thermoelektrischen Wärmeübertragers berechnet. Aus der Temperaturdifferenz dieser zwei Zustände kann direkt der thermoelektrische COP berechnet werden. Mit der Enthalpiedifferenz der zwei Zustände und dem berechneten COP kann die Enthalpieabnahme durch die thermoelektrischen Module bestimmt werden. Außerdem kann die Enthalpie am Luftkühleraustritt über diese Enthalpiedifferenz ermittelt werden. Nach Bestimmung der Temperatur und Wassergehalt am Trommelaustritt und dem Referenzpunkt 2* wird der vorliegende Befeuchtungsgrad berechnet. Weicht dieser Wert nur um einen geringen Wert ϵ von der Vorgabe ab, ist die Berechnung abgeschlossen. Andernfalls wird ein Eingangswert in der Berechnungsroutine verändert und nochmals durchgeführt. Ist der aktuelle Befeuchtungsgrad höher als die Vorgabe, wird die Trommeleintrittstemperatur T_1 reduziert. Damit sinkt

die Isenthalpe, auf der Trommelein- und -austritt liegen. Ist der aktuelle Befeuchtungsgrad geringer als die Vorgabe, findet eine weitere Fallunterscheidung statt. Ist die Trommeleintrittstemperatur gleich der Grenztemperatur $T_{1,max}$, so wird der Wassergehalt am Trommeleintritt x_1 erhöht. Ist diese Temperatur noch nicht erreicht, wird die Trommeleintrittstemperatur erhöht.

A.5 Vorgehen zur Berechnung des Trocknungsdreiecks für minimalen Energieverbrauch

Der detaillierte Ablauf der Berechnung des thermoelektrischen Trocknungsprozesses mit theoretisch bestmöglichem minimalem Energieverbrauch ist in Abbildung A.8 abgebildet und wird Folgenden beschrieben.

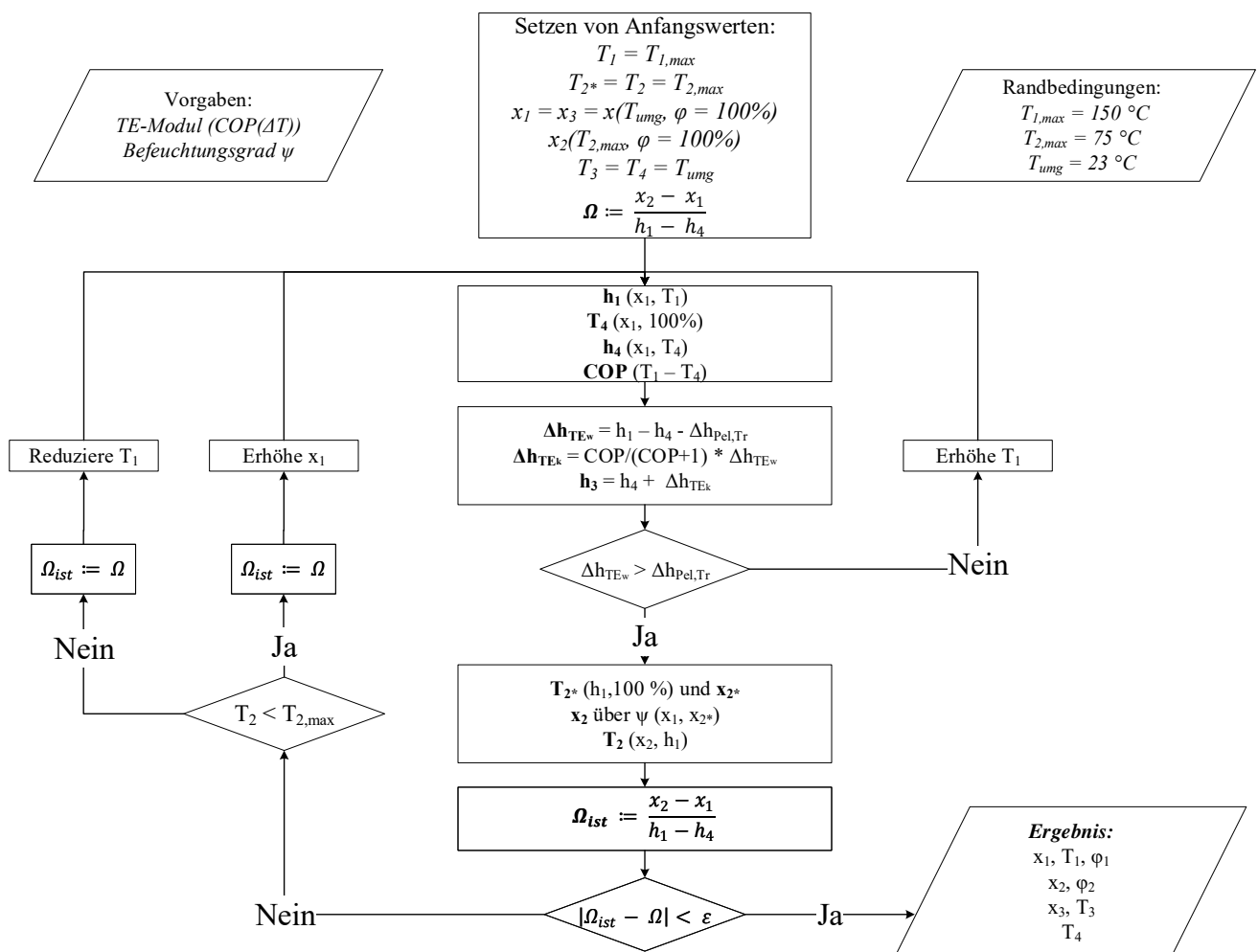


Abbildung A.8: Prozessstrukturdiagramm zur Ermittlung des theoretisch bestmöglichen minimalen Energieverbrauchs.

Das Vorgehen ist sehr ähnlich wie im Fall *theoretisch bestmöglicher minimaler Trockendauer*.

Das Setzen der Anfangswerte beinhaltet hier den SMER, der in der Abbildung mit Ω benannt ist. Nach Berechnung der Enthalpie h_1 wird zunächst die Temperatur T_4 bestimmt. Mit dieser kann dann die Enthalpie h_4 und der COP als Funktion der Temperaturdifferenz $T_1 - T_4$ berechnet werden. Bei der Berechnung der durch die TE-Module zur Erwärmung benötigten spezifischen Enthalpie wird die Enthalpiezunahme aufgrund weiterer Nebenverbraucher $\Delta h_{P_{el}, Tr}$ berücksichtigt. Ist diese bestimmt, kann mit dem berechneten COP die Enthalpieabnahme durch die thermoelektrischen Module berechnet werden. Um eine hinreichende Aufheizung der Prozessluft zu haben, wird überprüft, ob die Enthalpiezunahme durch TE größer als durch zusätzliche Verbraucher ist. Ist dies nicht der Fall, wird die Trommeleintrittstemperatur erhöht. Nach Bestimmung der Temperatur und des Wassergehalts am Referenzpunkt 2* kann über den Befeuchtungsgrad der Zustand am Trommelaustritt ermittelt werden. Im nächsten Schritt wird überprüft, ob der aktuelle SMER Ω_{ist} vom Vorgängerwert Ω um einen geringen Wert ϵ abweicht. Ist die Abweichung kleiner als ϵ , ist die Berechnung abgeschlossen. Andernfalls wird wie bei *theoretisch bestmöglicher minimaler Trockendauer* ein Eingangswert in der Berechnungsroutine verändert und diese nach Setzen des aktuellen SMER auf den Vergleichswert nochmals durchgeführt. Ist die Trommelaustrittstemperatur T_2 unter dem Grenzwert, wird der Wassergehalt x_1 erhöht und damit der Zähler des SMER vergrößert. Ist der Grenzwert der Trommelaustrittstemperatur überschritten, wird die Trommeleintrittstemperatur T_1 reduziert und damit der Nenner des SMER verringert.

A.6 Vorschlag eines thermoelektrischen Wärmeübertragers mit beidseitiger Heat Pipe-Anbindung

Durch die Verwendung von Heat Pipes auf beiden Wärmeübertragerseiten könnte nicht nur die Wärmeübertragerfläche der Warmseite flexibel angepasst werden, sondern auch die Luftführung vereinfacht werden. In Abbildung A.9 ist ein Vorschlag für eine solche Anordnung dargestellt.

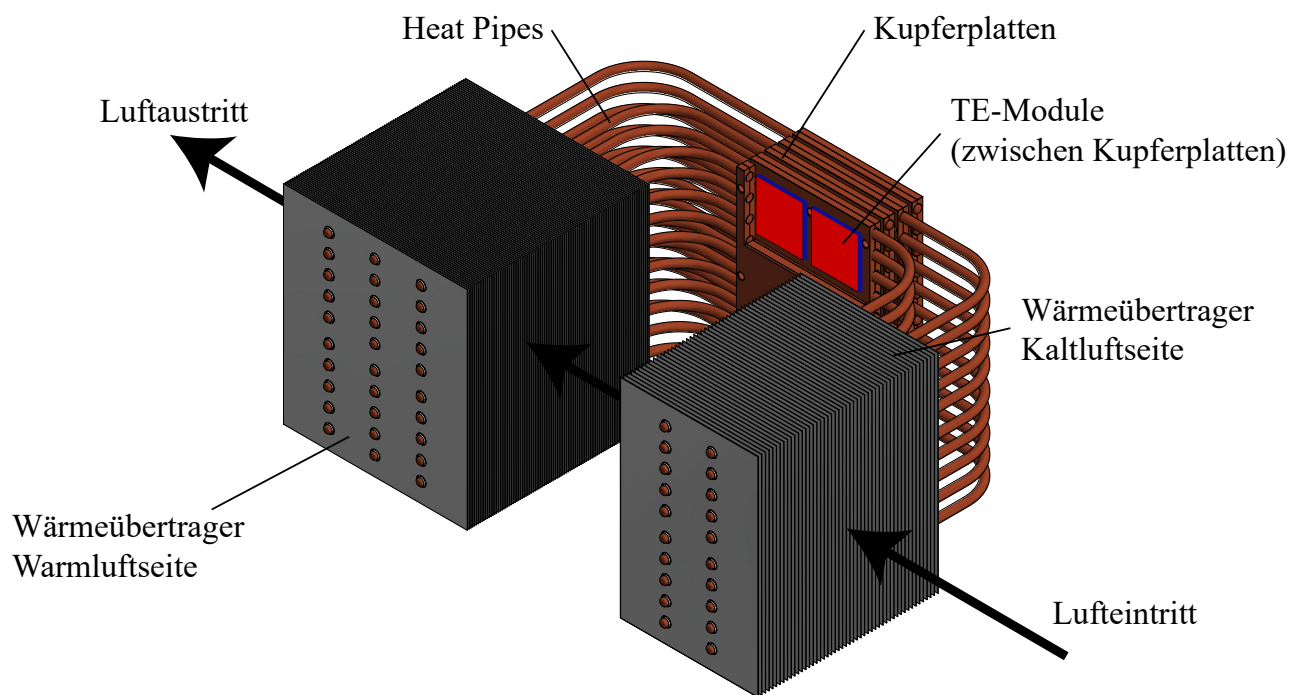


Abbildung A.9: Vorschlag eines thermoelektrischen Wärmeübertragers zur Wäschetrocknung mit beidseitiger Heat Pipe-Anbindung. Eine Luftumlenkung von Kalt- zu Warmseite des Wärmeübertragers entfällt.

B Literaturverzeichnis

- [Albayrak u. a. 2007a] ALBAYRAK, Hasan G. ; KRÜGER, Sven-Stefan ; SATTLER, Guido ; GRUNERT, Klaus ; STEFFENS, Günter ; STOLZE, Andreas: *SCHALTUNGSANORDNUNG UND VERFAHREN ZUM BETREIBEN EINES PELTIER-MODULS EINER WÄRMEPUMPE EINES HAUSGERÄTS*. 2007
- [Albayrak u. a. 2007b] ALBAYRAK, HG ; GRUNERT, K ; STEFFENS, G ; STOLZE, A: *Domestic Appliance Comprising a Thermoelectric Heat Pump*. 2007
- [Alpögger 2018] ALPÖGGER, Thomas: *Optimierung eines Wärmepumpentrockners mit dem Kältemittel R744 (vorläufig)*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation wird eingereicht, 2018
- [Alpögger u. Tegethoff 2016] ALPÖGGER, Thomas ; TEGETHOFF, Wilhelm: SYSTEM ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF A CO₂ HEAT PUMP TUMBLE DRYER. In: *12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, 2016
- [Alpögger u. Tegethoff 2018] ALPÖGGER, Thomas ; TEGETHOFF, Wilhelm: Ganzheitliche Untersuchung von Haushalts-Wäschetrocknern insbesondere hinsichtlich des Einsatzes umweltfreundlicher Kältemittel und Steigerung der Energieeffizienz / DBU. 2018. – Abschlussbericht
- [Alpögger u. a. 2016] ALPÖGGER, Thomas ; TEGETHOFF, Wilhelm ; SCHROEDER, Andreas ; BOCKHOLT, Marcos ; BUSSMANN, Ralf ; KÖHLER, Juergen: EXPERIMENTAL STUDY AND SYSTEM ANALYSIS OF A CO₂ HEAT PUMP TUMBLE DRYER. In: *The 20th International Drying Symposium*, 2016 (C-6-3)
- [Bae u. a. 2006] BAE, Sun C. ; KOO, Ja I. ; HU, Jin S. ; KIM, Yang H.: *Drum washing machine and clothes dryer using peltier thermoelectric module*. 2006
- [Baehr u. Stephan 2006] BAEHR, H.D. ; STEPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 5th. Springer, 2006. – 774 S. – ISBN 3642055001
- [Bansal u. a. 2001] BANSAL, P. K. ; BRAUN, J. E. ; GROLL, E. a.: Improving the energy efficiency of conventional tumbler clothes drying systems. In: *International Journal of Energy Research* 25 (2001), Dezember, Nr. 15, S. 1315–1332
- [Bell 2008] BELL, Lon E.: Cooling, heating, generating power, and recovering waste heat with thermoelectric systems. In: *Science* 321 (2008), September, Nr. 5895, S. 1457–61

- [Bock u. Plitt 1984] BOCK, H. G. ; PLITT, K. J.: A Multiple Shooting algorithm for direct solution of optimal control problems. In: *Proceedings 9th IFAC World Congress Budapest*, Pergamon Press, 1984, S. 243–247
- [Bockholt 2009] BOCKHOLT, Marcos: *Dynamische Optimierung von mobilen CO₂-Klimaanlagen mit innovativen Komponenten*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2009
- [Bommes u. a. 2002] BOMMES, Leonhard ; FRICKE, Jürgen ; GRUNDMANN, Reinhard: *Ventilatoren*. 2. Auflage. Essen : Vulkan-Verlag, 2002. – ISBN 3–8027–3200–6
- [De Groot 1951] DE GROOT, S.R.: *Thermodynamics of Irreversible Processes*. North-HollandPub. Company, 1951 (Selected topics in modern physics, 3)
- [Deans 2001] DEANS, J.: The modelling of a domestic tumbler dryer. In: *Applied Thermal Engineering* 21 (2001), Nr. 9, S. 977–990
- [Denkenberger u. a. 2013] DENKENBERGER, Dave ; CALWELL, Chris ; BECK, Nathan ; TRIBOLI, Brendan: Analysis of Potential Energy Savings from Heat Pump Clothes Dryers in North America / CLASP. 2013 (März). – Forschungsbericht
- [DIN EN 2013] DIN EN: DIN EN 61121 Wäschetrockner für den Hausgebrauch - Verfahren zur Messung der Gebrauchseigenschaften. 2013. – Forschungsbericht. – ISBN 5821048001201
- [EIA 2017] EIA: *Residential Energy Consumption Survey (RCES)*. 2017
- [Ferrotec-Nord 2017a] FERROTEC-NORD: *Peltier module installation*. <http://www.ferrotec-nord.com/support/peltier-module-installation>. Version: 2017, Abruf: 17-07-2017
- [Ferrotec-Nord 2017b] FERROTEC-NORD: *Property of materials*. <http://www.ferrotec-nord.com/support/property-materials>. Version: 2017, Abruf: 17-07-2017
- [GEA 2012] GEA: *Bock HG Verdichter - R134a Halbhermetische Verdichter optimiert für das Kältemittel R134a*. http://bock.de/Data/DocumentationFiles/96174_{_}Bock_{_}R134a_{_}Verdichter_{_}D.pdf. Version: 2012, Abruf: 07-09-2017
- [Goldsmid u. Douglas 1954] GOLDSMID, H J. ; DOUGLAS, R W.: The use of semiconductors in thermoelectric refrigeration. In: *British Journal of Applied Physics* 5 (1954), Nr. 11, S. 386–390
- [Goldsmid 2009] GOLDSMID, H. J.: Theory of Thermoelectric Refrigeration and Generation. In: *Introduction to Thermoelectricity*. Springer, 2009, Kapitel 2, S. 7–21

- [Goodman u. a. 2017] GOODMAN, Dakota ; PATEL, Viral K. ; GLUESENKAMP, Kyle R.: Thermoelectric heat pump clothes dryer design optimization. In: *12th IEA Heat Pump Conference*. Rotterdam, 2017
- [Gopalnarayanan u. Radermacher 1997] GOPALNARAYANAN, Sivakumar ; RADERMACHER, Reinhard: Heat pump assisted dryer using refrigerant mixtures - batch mode drying. In: *ASHRAE Transactions* 103 (1997), Nr. 1, S. 888–895
- [Goupil u. a. 2011] GOUPIL, Christophe ; SEIFERT, Wolfgang ; ZABROCKI, Knud ; MÜLLER, Eckart ; SNYDER, G. J.: Thermodynamics of Thermoelectric Phenomena and Applications. In: *Entropy* 13 (2011), August, Nr. 8, S. 1481–1516
- [Gräber 2014] GRÄBER, Manuel: *Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2014
- [Hamid Elsheikh u. a. 2014] HAMID ELSHEIKH, Mohamed ; SHNAWAH, Dhafer A. ; SABRI, Mohd Faizul M. ; SAID, Suhana Binti M. ; HAJI HASSAN, Masjuki ; ALI BASHIR, Mohamed B. ; MOHAMAD, Mahazani: A review on thermoelectric renewable energy: Principle parameters that affect their performance. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30 (2014), S. 337–355
- [Harman u. a. 2002] HARMAN, T C. ; TAYLOR, P J. ; WALSH, M P. ; LAFORGE, B E.: Quantum Dot Superlattice Thermoelectric Materials and Devices. In: *Science* 297 (2002), S. 2229–2232
- [He u. a. 2015] HE, Wei ; ZHANG, Gan ; ZHANG, Xingxing ; JI, Jie ; LI, Guiqiang ; ZHAO, Xudong: Recent development and application of thermoelectric generator and cooler. In: *Applied Energy* 143 (2015), S. 1–25
- [Hekmat u. Fisk 1984] HEKMAT, Dariusch ; FISK, William J.: *Improving the Energy Efficiency of Residential Clothes Dryers*. 1984
- [Hoffmann u. a. 2011] HOFFMANN, Christian ; WIRSCHING, Leonard ; DIEHL, Moritz ; LEINWEBER, Daniel B. ; SCH, Andreas A S. ; BOCK, Hans G. ; SCHL, Johannes P.: *MUSCOD-II User's Manual*. 2011
- [Honma u. a. 2006] HONMA, M ; TAMURA, T ; YAKUMARU, Y ; NISHIWAKI, F: Experimental Study on Compact Heat Pump System for Clothes Drying Using CO₂ as a Refrigerant. In: *7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid* (2006), S. 66–75

- [Ip u. Wan 2012] IP, Ralph Wai L. ; WAN, Elvis Iok C.: The New Use of Diffusion Theories for the Design of Heat Setting Process in Fabric Drying. In: *Advances in Modeling of Fluid Dynamics* (2012), Nr. Chapter 7, S. 143–170
- [Jcgm 2008] JCGM, Joint Committee For Guides In M.: Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement. 2008 (September). – Forschungsbericht. – 134 S. – ISBN 9267101889
- [Junior u. a. 2011] JUNIOR, C. ; CHEN, G. ; KOEHLER, J.: Modeling of a new recuperative thermoelectric cycle for a tumble dryer. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2011), Februar, Nr. 5-6, S. 1536–1543
- [Junior 2010] JUNIOR, Christine: *Analyse thermoelektrischer Module und Gesamtsysteme*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2010. – 1–147 S.
- [Kim u. a. 2015] KIM, Sang I. ; LEE, Kyu H. ; MUN, Hyeon A. ; KIM, Hyun S. ; HWANG, Sung W. ; ROH, Jong W. ; YANG, Dae J. ; SHIN, Weon H. ; LI, Xiang S. ; LEE, Young H. ; SNYDER, G J. ; KIM, Sung W.: Thermoelectrics. Dense dislocation arrays embedded in grain boundaries for high-performance bulk thermoelectrics. In: *Science* 348 (2015), Nr. 6230, S. 109–14
- [Klöcker 2001] KLÖCKER, Karsten: *Experimentelle Untersuchung und energetische Bewertung eines gewerblichen Wärmepumpen- Wäschetrockners mit dem natürlichen Arbeitsstoff CO₂*, Universität Essen, Dissertation, 2001
- [Leineweber u. a. 2003] LEINEWEBER, Daniel B. ; BAUER, Irene ; BOCK, Hans G. ; SCHLÖDER, Johannes P.: An efficient multiple shooting based reduced SQP strategy for large-scale dynamic process optimization (Part I and II). In: *Computers & Chemical Engineering* 27 (2003), Nr. 2, S. 157 – 174
- [Liu u. a. 2008] LIU, Di ; ZHAO, Fu-Yun ; TANG, Guang-Fa: Modeling and Performance Investigation of a Closed-Type Thermoelectric Clothes Dryer. In: *Drying Technology* 26 (2008), Nr. 10, S. 1208–1216
- [Mancini u. a. 2011] MANCINI, Ferdinando ; MINETTO, Silvia ; FORNASIERI, Ezio: Thermodynamic analysis and experimental investigation of a CO₂ household heat pump dryer. In: *International Journal of Refrigeration* 34 (2011), Nr. 4, S. 851–858
- [Milani u. a. 2011] MILANI, Dia ; ABBAS, Ali ; VASSALLO, Anthony ; CHIESA, Matteo ; BAKRI, Dhia A.: Evaluation of using thermoelectric coolers in a dehumidification system to generate freshwater from ambient air. In: *Chemical Engineering Science* 66 (2011), Juni, Nr. 12, S. 2491–2501

- [Moschütz u. a. 2010] MOSCHÜTZ, H. ; SCHULZE, I. ; STOLZE, A.: *Tumble Dryer With Peltier Heat Pump*. August 2010
- [Onsager 1931] ONSAGER, Lars: Reciprocal Relations in Irreversible Processes. I. In: *Physical Review* 37 (1931), Februar, Nr. 4, S. 357–426
- [Patel u. a. 2016] PATEL, Viral K. ; GOODMAN, Dakota ; GLUESENKAMP, Kyle ; GEHL, Anthony: Experimental Evaluation and Thermodynamic System Modeling of Thermoelectric Heat Pump Clothes Dryer. In: *International Compressor Engineering, Refrigeration and Air Conditioning, and High Performance Buildings Conferences*, 2016, S. 1–8
- [Pelster u. a. 2005] PELSTER, Rolf ; HÜTTL, I. ; PIEPER, Reinhard: Thermospannungen - Viel genutzt und fast immer falsch erklärt. In: *PhyDid - Physik und Didaktik in Schule und Hochschule* 1 (2005), Nr. 4, S. 10–22
- [Ranalli u. a. 2012] RANALLI, M ; CRANE, D ; LAGRANDEUR, J ; KOSSAKOWSKI, D ; BARNHART, T: Thermoelectric automotive components : roadmap and market challenges. In: *3rd IAV Conference on Thermoelectrics, GENTHERM*, 2012
- [Retezár 2017] RETEZÁR, Kristof: *Fontus - James Dyson Award*. <http://www.jamesdysonaward.org/de/projects/fontus-2/?cookies=true>. Version: 2017, Abruf: 16-01-2017
- [Richter 2008] RICHTER, Christoph: *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2008
- [Riffat u. Qiu 2004] RIFFAT, S. B. ; QIU, Guoquan: Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners. In: *Applied Thermal Engineering* 24 (2004), Nr. 14-15, S. 1979–1993. ISBN 13594311
- [Schulze 2014] SCHULZE, Christian: *A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2014
- [Shih u. Hogan 2005] SHIH, Tom ; HOGAN, TimothyP: Modeling and Characterization of Power Generation Modules Based on Bulk Materials. In: *Thermoelectrics Handbook*. CRC Press, Dezember 2005. – ISBN 978–0–8493–2264–8, S. 12–23
- [Sigloch 2013] SIGLOCH, Herbert: *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen*. 5. Auflage. München : Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2013. – ISBN 978–3–446–43242–0
- [Snyder u. Toberer 2008] SNYDER, G J. ; TOBERER, Eric S.: Complex thermoelectric materials. In: *Nature Materials* 7 (2008), Februar, Nr. 2, S. 105–14

- [Snyder 2008] SNYDER, Jeffrey: Small thermoelectric generators. In: *The Electrochemical Society* (2008)
- [Sommerlatte u. a. 2007] SOMMERLATTE, Jana ; NIELSCH, Kornelius ; BÖTTNER, Harald: Thermoelektrische Multitalente. In: *Physik Journal* 6 (2007), Nr. 5, S. 35–41
- [Statista 2017] STATISTA: *Anteil der privaten Haushalte mit Wäschetrocknern von 2000 bis 2016*. 2017
- [Tang u. a. 2007] TANG, Xinfeng ; XIE, Wenjie ; LI, Han ; ZHAO, Wenyu ; ZHANG, Qingjie ; NIINO, Masayuki: Preparation and thermoelectric transport properties of high-performance p-type Bi₂Te₃ with layered nanostructure. In: *Applied Physics Letters* 90 (2007), Nr. 1, S. 2005–2008
- [Tegethoff 1999] TEGETHOFF, Wilhelm: *Eine objektorientierte Simulationsplattform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Dissertation, 1999
- [Tritt u. Subramanian 2006] TRITT, T.M. ; SUBRAMANIAN, MA: Thermoelectric materials, phenomena, and applications: A bird's eye view. In: *MRS bulletin* 31 (2006), Nr. 03, S. 188–198
- [VDI 2006] VDI: *VDI-WÄRMEATLAS*. 10. Auflag. Springer, 2006. – ISBN 9783540255048
- [Venkatasubramanian u. a. 2001] VENKATASUBRAMANIAN, R ; SHIVOLA, E ; COLPITTS, T ; O'QUINN, B: Thin-film thermoelectric devices with high room-temperature figures of merit. In: *Nature* 413 (2001), Oktober, Nr. 6856, S. 597–602
- [Weigand u. a. 2016] WEIGAND, Bernhard ; KÖHLER, Jürgen ; WOLFERSDORF, Jens von: *Thermodynamik kompakt*. 4. Auflage. Springer Vieweg, 2016. – ISBN 978-3-642-37232-2
- [Xie u. a. 2010] XIE, Wenjie ; HE, Jian ; KANG, Hye J. ; TANG, Xinfeng ; ZHU, Song ; LAVER, Mark ; WANG, Shanyu ; COPLEY, John R D. ; BROWN, Craig M. ; ZHANG, Qingjie ; TRITT, Terry M.: Identifying the specific nanostructures responsible for the high thermoelectric performance of (Bi,Sb)₂Te₃ nanocomposites. In: *Nano Letters* 10 (2010), Nr. 9, S. 3283–3289
- [York u. a. 2015] YORK, Dan ; NADEL, Steven ; ROGERS, Ethan ; CLUETT, Rachel ; KWATRA, Sameer ; SACHS, Harvey ; AMANN, Jennifer ; KELLY, Meegan: New Horizons for Energy Efficiency: Major Opportunities to Reach Higher Electricity Savings by 2030 / ACEEE. Version: 2015. <http://aceee.org/sites/default/files/publications/researchreports/u1507.pdf>. 2015 (September). – Forschungsbericht